

**DAS SYSTEMVERHALTEN VON
SOLAREN WARMWASSERBEREITUNGSANLAGEN**

REINHARD HALLERMAYER

Disbui. München

1987

INHALTSVERZEICHNIS

Das Systemverhalten von solaren Warmwasserbereitungsanlagen

Dissertation

Fakultät für Physik der

Ludwig-Maximilians-Universität München

vorgelegt von

Reinhard Hallermayer

aus Ingolstadt

München, den 19. Februar 1987

1. Gutachter: Prof. Dr. Rudolf Sizmann
2. Gutachter: Prof. Dr. Heinrich Quenzel

Tag der mündlichen Prüfung: 14. Dezember 1987

INHALTSÜBERSICHT

ZUSAMMENFASSUNG	1
1. EINFÜHRUNG	3
1.1 Problemstellung	3
1.2 Stand der Wissenschaft	5
1.3 Zielsetzung der Arbeit	7
2. SOLARSYSTEME ZUR WARMWASSERBEREITUNG	8
2.1 Systemkenngrößen	9
2.2 Steuerungssystem	16
2.3 Zusatzenergiesystem	18
2.4 Wärmelast	19
2.5 Meteorologie	19
2.6 Allgemeine Kennzeichnung	20
3. PHYSIKALISCHES MODELL	24
3.1 Durchmischter Speicher	25
3.2 Geschichteter Speicher	31
3.3 Geschichteter Speicher mit Relaxation	34
4. VALIDIERUNG DES SIMULATIONSMODELLS	35
4.1 Solare Brauchwasseranlage mit Zwangsumwälzung	35
4.2 Solare Brauchwasseranlage mit Thermosiphon-Prinzip	54
4.3 Solarer Speicherkollektor	65
5. DAS SYSTEMVERHALTEN EINER WARMWASSERBEREITUNGSANLAGE	68
5.1 Multilineares Verhalten	71
5.2 Kennlinien im eingeschwungenen Zustand	75
6. EINFLUSS DER SOLARSPEZIFISCHEN KENNGRÖSSEN	84
6.1 Kollektor	84
6.2 Wärmespeicher	89
6.3 Wärmetauscher	94

7.	EINFLUSS DER STEUERUNG	95
7.1	Durchflußrate im Kollektorkreis	95
7.2	Schaltkriterien	96
8.	EINFLUSS DES ZUSATZENERGIESYSTEMS	98
8.1	Externe Nachheizung	99
8.2	Interne Nachheizung	100
9.	EINFLUSS DER WARMELAST	101
9.1	Zapfvolumen.....	102
9.2	Temperaturniveau	103
9.3	Zapfprofil	106
10.	EINFLUSS DER METEOROLOGIE	111
10.1	Einstrahlung	111
10.2	Umgebungstemperatur	116
11.	WECHSELWIRKUNG ZWISCHEN EINSTRAHLUNG - LAST - SPEICHER ...	118
11.1	Lastprofil bei maximalem Energieertrag	118
11.2	System mit unendlich großem Speicher	123
11.3	Vergleich zwischen beiden Fällen	125
12.	ANSATZE ZUR OPTIMIERUNG VON SOLARANLAGEN	127
12.1	Optimierung des Speichers	127
12.2	Exergetische Optimierung	130
12.3	Optimierung bezüglich Wirtschaftlichkeit	131
12.4	Optimierung bezüglich Energieeinsatz	134
13.	VORHERSAGE DES LANGZEITVERHALTENS	136
13.1	Rechenmethode zur Bestimmung des Langzeitverhaltens	139
13.2	Fehlerbetrachtung	146
14.	VORSCHLAG EINER TESTMETHODE	148
14.1	Vermessung der Anlage	148
14.2	Bestimmung der Systemparameter	150
14.3	Darstellung der Ergebnisse	153
15.	NOMENKLATUR	155

16.	LITERATURNACHWEIS	159
17.	ANHANG	169
17.1	Lösungen der Differentialgleichungen	169
17.2	Koeffizienten der Differentialgleichungen	171
17.3	Berechnung der Wärmemengen	178
17.4	Bestimmung von Kenngrößen aus Meßwerten	186
17.5	Beschreibung des Programmpakets ANASOL	187

ZUSAMMENFASSUNG

Auf der Basis von linearen Differentialgleichungen wird ein Simulationsmodell für solare Warmwasserbereitungsanlagen entwickelt. In jedem möglichen Betriebszustand bestimmt jeweils ein einziges Differentialgleichungssystem das Verhalten der Anlage. Dem Übergang von einem Betriebsmodus zu einem anderen entspricht im Modell der Übergang von einem Differentialgleichungssystem zu einem anderen. Im Gegensatz zu bisher bekannten Ansätzen umfaßt das Modell die Kollektorwärmekapazität und eine lineare Temperaturschichtung im Wasserspeicher. Es können für alle gängigen Kollektorvarianten und Anlagentypen die Speichertemperaturen zeitlich hoch aufgelöst berechnet werden. Der Vergleich mit Messungen an einer Anlage mit Umwälzpumpe, einer Thermosiphon-Anlage und einem Speicherkollektor zeigt, daß die vorkommenden Temperaturen und Wärmemengen mit zufriedenstellender Übereinstimmung zum Experiment abgebildet werden.

Unter den vereinfachenden Annahmen des Modells kann nachgewiesen werden, daß sich das Solarsystem in sehr guter Näherung in den häufigsten Betriebszuständen wie ein lineares System verhält, obwohl von der Konzeption her eindeutig nichtlineare Elemente, wie Schaltvorgänge, enthalten sind. Die Tageserträge der Wärmemengen können deshalb als multilineare Funktionen angesetzt werden. Dies stimmt mit experimentellen Erfahrungen überein.

Mit Hilfe der analytischen Lösungen werden die Tageswerte des solaren Energieertrags, der nutzbaren Energie und die benötigte Zusatzenergie in ausgewählten Betriebsbereichen in geschlossener Form angegeben. Darüberhinaus werden die Kennlinien der Wärmemengen und mittleren Speichertemperaturen im eingeschwungenen (stationären) Zustand gewonnen. Sie lassen sich ebenfalls in geschlossener Form angeben.

Die ausgezeichneten oder stationären Kennlinien beschreiben das Langzeitverhalten eines Solarsystems. Auf ihrer Basis wird eine Methode zur Bestimmung des Jahresnutzungsgrads entwickelt, die gewichtete Mittelwerte der Einflußvariablen benutzt. Die erzielbare Genauigkeit von $\pm 10\%$ bleibt innerhalb der Bandbreite, die in Experimenten als Fehlergrenze toleriert wird. Neben den Mittelwerten der Wärmemengen liefert diese "Kennlinienmethode" Aussagen über die Arbeitstemperaturbereiche, in denen sich das System befindet.

Trotz ihrer Kompaktheit enthält die Kennlinienmethode alle physikalischen Effekte, die in den Modellansatz eingehen. Außerdem bleiben alle Einflußfelder des Gesamtsystems: Größen des spezifischen Solarteils, des Steuerungs-, des Nachheizsystems, der Wärmelast und der Meteorologie voneinander getrennt. Insbesondere werden solarspezifische Kenngrößen und die leicht zugänglichen meteorologischen Größen, Einstrahlungssumme und Mittelwert der Umgebungslufttemperatur, nicht miteinander verknüpft. Die Wirkung der Einflußfelder auf die Form der Kennlinien kann deshalb getrennt untersucht werden. Darüber hinaus wird

erstmalig der Einfluß des Zapfprofils separiert und bei der Ermittlung des Jahresnutzungsgrads berücksichtigt.

Die Wechselwirkung zwischen Solarstrahlung, Wärmespeicher und Wärmelast im System wird untersucht. Es zeigt sich, daß Speicher und Last äquivalente Wirkungen im System hervorrufen. Die Verteilung der Zapfrate für maximalen Solarenergieertrag wird hergeleitet und der Zusammenhang mit einem geschichteten Speicher hergestellt. Darüberhinaus werden vier mögliche Ansätze zur Optimierung von Solarsystemen diskutiert.

Eine Testmethode zur Bestimmung und Identifikation der Systemkenngrößen, die den physikalischen Ansatz des Simulationsmodells benutzt, wird vorgestellt und an einem Beispiel überprüft. Es wird dargelegt, wie man aus den Meßergebnissen die relevanten Systemkenngrößen extrahieren und mit Hilfe der Kennlinien die Testergebnisse darstellen kann. Dies erlaubt eine rasche Bewertung und einen Vergleich von unterschiedlichen Anlagen.

1. EINFÜHRUNG

Die Strahlungsenergie von der Sonne, die die Erde erreicht, wird zum Teil in den Weltraum zurückreflektiert und zum Teil auf dem Erdboden oder in der Atmosphäre in Wärme umgewandelt. Die thermische Konversion von Strahlung dient in kontrollierter Form der Erzeugung von Niedertemperaturwärme zur Warmwasserbereitung und Raumheizung. Obwohl in diesem Fall das exergetische Potential der Strahlung nur zu einem Bruchteil ausgenutzt wird, ist es die prinzipiell einfachste Anwendung, bei der allseits bekannte Techniken eingesetzt werden. Trotzdem ist eine Solaranlage ein komplexes System, in dem verschiedene physikalische Phänomene aufeinander einwirken. Die technische Leistungsfähigkeit gibt an, wie gut die angebotene Strahlungsenergie in nutzbare Energie für den Betreiber umgewandelt wird.

1.1 Problemstellung

Es gibt fünf voneinander unabhängige Einflußfelder, die das zeitliche Verhalten eines Solarsystems bestimmen (Bild 1.1).

1. Solarspezifische Kenngrößen

Sie charakterisieren die unveränderlichen, systemimmanenten Bestandteile des solar spezifischen Teils der Anlage. Dazu zählen die Kollektorfläche, die Güte der Kollektoren und Wärmetauscher, das Speichervolumen, die Wärmeverlustkoeffizienten von Speicher und Rohrleitungen.

2. Kenngrößen des Steuerungssystems

Diese Parameter können an der Anlage vom Benutzer oder Installateur eingestellt und verändert werden. Dies sind die Durchflußrate im Kollektorkreis und die Schaltkriterien der Steuerung.

3. Kenngrößen des Zusatzenergiesystems

Es sind dies die Leistung und die Betriebscharakteristik des Geräts. Üblicherweise werden zur Nachheizung elektrische Heizstäbe, Öl/Gas-Heizkessel oder Gasthermen installiert.

4. Die Wärmelast

Wichtige Größen sind der jährliche Wärmebedarf, sowie das Lastprofil, also die Verteilung des Wärmebedarfs über den Tag und übers Jahr. Einflussvariablen sind darüberhinaus die geforderte Solltemperatur, die herrschende Rücklauftemperatur bzw. Kaltwasserzulauftemperatur.



5. Meteorologie

Die Einstrahlung bestimmt den Energiestrom in das System und ist deshalb die Obergrenze für die nutzbare Sonnenenergie. Wichtig ist nicht nur die Tagessumme der Bestrahlungsstärke, sondern auch ihre Verteilung über den Tag und übers Jahr. Umgebungslufttemperatur und Windgeschwindigkeit sind maßgebend für die Verluste der Solaranlage. Außerdem bestimmen sie bei Heizungssystemen die Höhe und zeitliche Verteilung der Wärmelast.

Alle zeitlich veränderlichen Größen, wie Einstrahlung, Temperaturen, Pumpenzustand und momentaner Bedarf werden als Variablen bezeichnet. Die Größen, die die Solaranlage kennzeichnen, heißen Parameter.

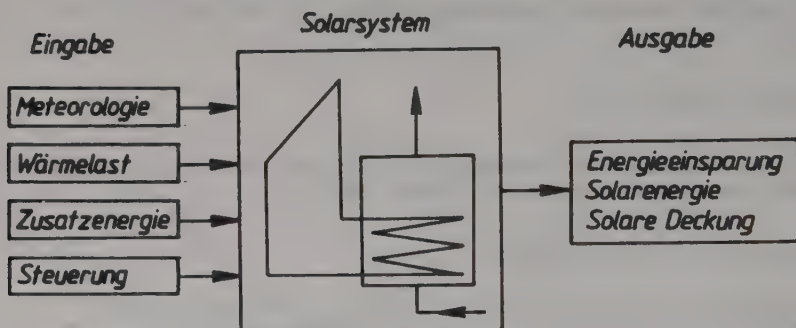


Bild 1.1: Blockdiagramm Solaranlage

Eine gegebene Solaranlage kann als vollständig bekannt angesehen werden, wenn ihr Verhalten innerhalb eines vorgegebenen Rahmens für alle vorkommenden Meteorologie-, Last- und Betriebszustände vorhergesagt werden kann. Die charakteristischen Anlagenparameter (Gruppe 1) müssen daher unabhängig von den übrigen Parametern und Variablen (Gruppe 2 - 5) sein. Die Kenntnisse über die Anlage sind in dem Maße zu erweitern, in dem die Anforderungen an die Genauigkeit der Aussagen erhöht werden. Soll zum Beispiel lediglich der Jahresnutzungsgrad einer Anlage angegeben werden, braucht man diese weniger gut zu kennen, als für den Fall, daß alle Systemtemperaturen (für Kollektoren, Rohrleitungen, Speicher) innerhalb einer Toleranzbreite abzubilden sind. Eine Solaranlage vermessen, bedeutet also, diejenigen charakteristischen Parameter zu bestimmen, die für eine gewünschte Prognose des Anlagenverhaltens ausreichen.

1.2 Stand der Wissenschaft

Es ist eine Vielzahl von detaillierten Modellen und vereinfachten Rechenverfahren für alle Arten von aktiven und passiven Solaranlagen verfügbar. Überblicke darüber und Bewertungen sind in /1.1-3/ zu finden.

Die erstgenannten Ansätze berücksichtigen die Kopplung jeder einzelnen Komponente im System und beschreiben sie durch die zugrunde liegenden physikalischen Differentialgleichungen. Häufig werden die Einzelkomponenten in Teilbereiche homogener Zustandsgrößen zerlegt, so daß Temperaturen und Wärmeströme mit hoher räumlicher und zeitlicher Auflösung berechnet werden können. Für Untersuchungen des realen Verhaltens einer Anlage müssen allerdings viele Detailinformationen über Eigenschaften und Verschaltung der Komponenten bekannt sein. Erst eine aufwendige meßtechnische Ausstattung erlaubt es, die Genauigkeit der modellmäßigen Abbildung zu überprüfen. Der Rechenaufwand solcher Methoden ist hoch. Sie eignen sich daher am besten für Detailuntersuchungen an einer Anlage.

Die vereinfachten Verfahren beschreiben das System durch eine einzige Gleichung. Diese wird entweder aus den vorkommenden Differentialgleichungen oder durch Regressionsanalyse aus Messungen gewonnen. Andere Wege beruhen auf detaillierten Simulationsrechnungen oder empirisch Ansätzen. Diese Methoden kommen mit wenigen Eingabeparametern für die Anlage und mit Mittelwerten für meteorologische Größen und die Wärmelast aus. Sie liefern meist bei geringem Rechenaufwand Mittelwerte der solaren Deckung für längere Zeitperioden (Monate und Jahre). Außerdem beschränken sie sich auf festgelegte Anlagentypen.

In der Genauigkeit der Aussagen können sich die vereinfachten Methoden durchaus mit detaillierten Modellen messen /1.4/. Beispielsweise erhält man mit der f-Chart Methode /1.5/ für die komplexe Warmwasserbereitungsanlage im Solarhaus Freiburg eine mittlere Abweichung der genutzten Solarenergie von -4,4 % /1.6/. Die Ergebnisse des detaillierten Programmes TRNSYS /1.7/ weichen beim CSU-Solar House in Colorado im Mittel um +/- 4 % von den Meßergebnissen ab /1.8/.

Eng verbunden mit der Simulation von Solaranlagen ist das Problem des Testens. Ein Solaranlagentest soll die Informationen liefern, die zur Simulation benötigt werden. Auf internationaler Ebene von ISO (International Standardization Organisation), IEA (International Energy Agency) und CEC (Council of European Community) gibt es zur Zeit einige Arbeitsgruppen, die sich mit der Entwicklung von Testverfahren für kleine Solaranlagen zur Warmwasserbereitung befassen /1.9-19/.

Es werden dabei Qualitätsmerkmale für alle Komponenten definiert und Testverfahren für die Qualitätsprüfung festgeschrieben. Ein Teilaspekt ist die Lebensdauerprüfung: Die Solarkollektoren einer Anlage werden hinsichtlich ihrer Druckfestigkeit, ihrer Widerstandsfähigkeit gegen Hagel, Regen, Wind, Salznebel, Frost, thermische Schocks und auf Leerlaufestigkeit untersucht. Der zweite Teilaspekt ist die technische Leistungsfähigkeit des Systems. Sie ist die Grundlage für jede Art von Wirtschaftlichkeitsbetrachtung. Es wird ein Testverfahren

gesucht, das überall auf der Welt, sowohl unter Freiluftbedingungen als auch im Labor, die gleichen reproduzierbaren Ergebnisse liefert und mit möglichst geringen Kosten verbunden ist. Die Darstellung der Resultate soll eine Bewertung unterschiedlicher Anlagen erlauben. Eine einfache Rechenmethode zur Bestimmung des Jahresnutzungsgrads von Solaranlagen wird gesucht.

Qualitäts- und Leistungsfähigkeitstest, einschließlich einer Rechenmethode, werden als internationaler Standard festgelegt werden. Die Erfüllung des ISO-Standards gibt dem Anwender dann eine Entscheidungshilfe und die nötige Sicherheit beim Kauf einer Solaranlage.

Eine Möglichkeit, Informationen über eine Anlage zu sammeln, ist die Langzeitmessung auf einem Freiluftmeßstand. Sie dauert ein halbes bis ein ganzes Jahr und ist daher sehr teuer /1.10/. Außerdem sind die Ergebnisse und Aussagen ausschließlich an die speziellen Testbedingungen gebunden. Wird die Solaranlage als Black Box betrachtet, ist es prinzipiell unmöglich aus den gewonnenen Meßergebnissen die Leistungsfähigkeit unter allgemeinen Bedingungen vorherzusagen. Darüberhinaus ist es wünschenswert, das Anlagenverhalten zu kennen, wenn einzelne Komponenten durch andere ersetzt werden. Der Aufwand wird untragbar, wenn jede Kombinationsmöglichkeit erneut vermessen werden muß.

Geeigneter ist eine Vorgehensweise, die sich auf theoretische Grundlagen abstützen kann. Prinzipiell sind dazu drei Bausteine notwendig:

(1) Ein theoretisches Modell der realen Solaranlage enthält die relevanten charakteristischen Parameter, die zur Beschreibung der physikalischen Vorgänge in der Anlage erforderlich sind. Diese Parameter müssen unabhängig von Meteorologie, Last und Betriebsbedingungen sein (Bild 1.1). Der Ansatz muß mit Messungen ausreichend validiert werden. Die Grenzen und Einschränkungen seiner Anwendbarkeit sind zu beachten.

(2) Ein Testverfahren legt fest, wie diese Systemparameter zu bestimmen sind. Es umfaßt die Meßmethode, d. h. welche physikalischen Größen mit welcher Genauigkeit und Auflösung zu messen sind. Die Testvorschrift gibt ferner die Randbedingungen für die Meteorologie, Last und Betriebsbedingungen vor, die während der Messungen einzuhalten sind. Außerdem wird ein Auswerteverfahren benötigt, das die gewünschten Systemparameter aus den Meßwerten extrahiert. Es ist durchaus denkbar, daß verschiedene Meßverfahren zu demselben Ergebnis kommen.

(3) Eine Rechenmethode benutzt die gewonnenen Systemparameter und verknüpft sie mit den gegebenen Eingangswerten für Meteorologie, Last und Betrieb. Das Ergebnis ist der gewünschte Jahresnutzungsgrad der Anlage. Einschränkungen ihrer Anwendbarkeit und die erreichbare Genauigkeit der Aussagen müssen bekannt sein.

1.3 Zielsetzung der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit wird das solare System durch unterschiedliche Differentialgleichungen in unterschiedlichen Betriebszuständen beschrieben. Sie folgt damit anderen Ansätzen /1.20-25/, erweitert diese jedoch durch Berücksichtigung der Kollektorstromkapazität und der Schichtung im Wasserspeicher. Vergleiche mit Messungen zeigen, daß das Modell anwendbar ist für Systeme mit erzwungener und natürlicher Umwälzung im Kollektorkreis und für Speicherkollektoren. Eine klare Trennung der Einflußfelder wird beibehalten, so daß deren prinzipielle Effekte getrennt untersucht werden können. Dadurch wächst das physikalische Verständnis über Solarsysteme.

Vom physikalischen Ansatz kann in zwei Richtungen gegangen werden: Bei detaillierter Rechnung erhält man eine hohe zeitliche Auflösung der Systemtemperaturen. Die Dynamik wird dabei gut nachgebildet. Dies kann man an Hand von Messungen überprüfen. Andererseits lassen sich aus dem Ansatz die Tagessummen der Wärmemengen im System in geschlossener Form ableiten. Dies führt auf Systemkennlinien und schließlich auf Kennlinien, die sich durch ihre Stationarität auszeichnen. Unterschiedliche Anlagen können dadurch miteinander verglichen und bewertet werden. Die Darstellung führt auf eine einfache Rechenmethode zur Bestimmung des Jahresnutzungsgrads der Anlage.

Über die physikalische Problemstellung hinaus geht die praktische Anwendung der Ergebnisse: Ein Test- und Auswerteverfahren für Solarsystem zur Warmwasserbereitung läßt sich daraus ableiten.

Alle drei Bausteine: Simulationsmodell, Test-/Auswerteverfahren und Rechenmethode sind in sich konsistent, da ihnen derselbe physikalische Ansatz zugrunde liegt.

2. SOLARSYSTEME ZUR WARMWASSERBEREITUNG

Jede solarthermische Anlage muß die folgenden physikalischen Aufgaben erfüllen:

- Umwandlung der einfallenden Strahlungsenergie in thermische Energie oberhalb der Umgebungslufttemperatur (Wärmeerzeugung)
- Transport der Wärme vom Ort der Erzeugung zu einem Speicher (Wärmeübertragung)
- Speicherung der Solarwärme bis zu dem Zeitpunkt, an dem ein Verbraucher Wärme aus dem System abrufen (Wärmespeicherung)

Diese Aufgaben werden in der konkreten Anlage von einzelnen Komponenten wahrgenommen. Sie können unterschiedlich aufgebaut oder miteinander verschaltet sein (Tabelle 2.1). Der Durchgang der Energie durch das System wird begleitet von Verlusten, so daß das Energieflußdiagramm in allgemeiner Form wie in Bild 2.1 aussieht.

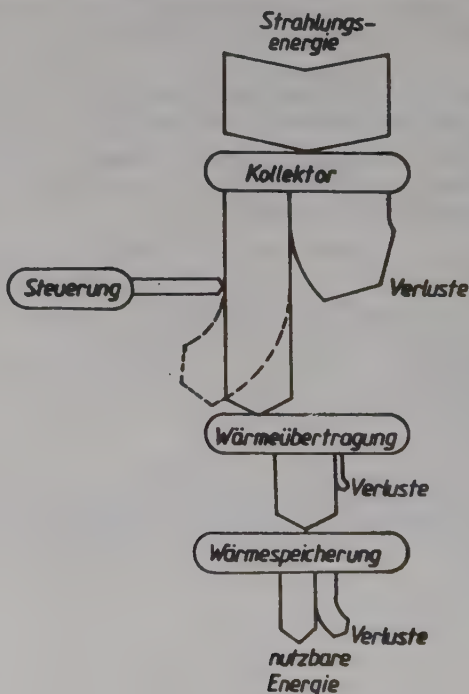


Bild 2.1: Energiefluß in einer solarthermischen Anlage

Tabelle 2.1: Systemvarianten von Solaranlagen

Wärme		
Erzeugung	Übertragung	Speicherung
Kollektor	Rohre, Wärmetauscher	Wasserspeicher
- vom Fluid durchströmt	- Pumpe und aktive Steuerung (Zwangsumwälzung)	- nahe am Kollektor
- mit Wärmerohr	- natürliche Umwälzung und Selbstregelung (Thermosiphon)	- entfernt vom Kollektor
	- mit/ohne Wärmetauscher	
	- integraler Speicherkollektor	

2.1 Systemkenngrößen

Nachfolgend wird auf die Komponenten einer Solaranlage eingegangen, und es werden die Kenngrößen hergeleitet, die sie charakterisieren.

Solarkollektor

Ein Kollektor besteht aus einem Absorber, auf dessen Oberfläche die einfallende kurzwellige Solarstrahlung teilweise in Wärme umgewandelt wird. Das effektive Produkt ($\alpha\tau$) beschreibt diesen Anteil. Der Absorber wird vom Wärmeträgermedium durchströmt, das sich dabei stetig erwärmt und dem Absorber Wärme entzieht (Bild 2.2). Der Wärmeverlustkoeffizient U_c berücksichtigt die thermischen Verluste durch Wärmeabstrahlung und Konvektion vom Absorber an die Abdeckung und von der Abdeckung an die Umgebung, sowie die Wärmeleitungsverluste durch die rückwärtige Isolation.

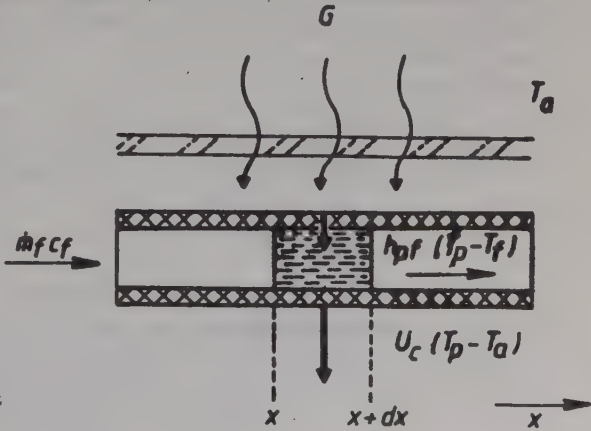


Bild 2.2: Wärmeströme in einem Kollektorelement

Unter der Annahme, daß die Absorbertemperatur nur von einer Längendimension (entlang der Strömungsrichtung des Wärmeträgerfluids) abhängt, lassen sich Differentialgleichungen für die Absorbertemperatur $T_p(x, t)$ und die Fluidtemperatur $T_f(x, t)$ aus der Energiebilanz eines Flächenelements (Bild 2.2) aufstellen:

$$m_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + h_{pf} (T_p - T_f) = (\alpha \tau) G(t) - U_c (T_p - T_a(t)) \quad (2.1)$$

Dabei sind

$m_p c_p$	ortsfeste Wärmekapazität des Absorbers
$m_f c_f v_f$	Produkt aus Massendurchsatzrate und spezifischer Wärmekapazität des Fluids
v_f	Geschwindigkeit des Fluids im Strömungskanal
T_f	Fluidtemperatur
T_p	Absorbertemperatur
G	kurzwellige Einstrahlung
T_a	Umgebungstemperatur
$(\alpha \tau)$	effektives Absorptions-Transmissions-Produkt
U_c	thermischer Verlustkoeffizient
h_{pf}	Wärmeübergangskoeffizient Absorber-Fluid
L	Länge der Absorberplatte

Die Gleichung besagt, daß die absorbierte Strahlungsleistung $(\alpha \tau)G$ abzüglich der thermischen Verluste an die Umgebung $U_c(T_p - T_a)$, die ortsfeste Kollektorstärke $m_p c_p$ aufheizt gemäß $m_p c_p dT_p/dt$, wobei der Wärmestrom $h_{pf} \cdot (T_p - T_f)$ in das Fluid gelangt. Das Fluidelement erwärmt sich gemäß der Differentialgleichung:

$$h_{pf}(T_p - T_f) = m_f c_f dT_f/dt \quad (2.2a)$$

Wenn man das totale Differential nach der Zeit in zwei partielle Ableitungen aufspaltet, erhält man:

$$h_{pf}(T_p - T_f) = m_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + m_f c_f v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (2.2b)$$

Man kann die gekoppelten Gleichungen (2.1) und (2.2) zu einer Differentialgleichung zusammenfassen, die die Fluidtemperatur T_f als einzige unbekannte Variable enthält:

$$F' m_p c_p \frac{m_f c_f}{h_{pf}} \frac{\partial^2 T_f}{\partial t^2} + (F' m_p c_p + m_f c_f) \frac{\partial T_f}{\partial t} + F' m_p c_p \frac{m_f c_f}{h_{pf}} v_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x \partial t} + m_f c_f v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = F' (\alpha \tau) G(t) - F' U_c (T_f - T_a(t)) \quad (2.3)$$

wobei der Wärmeentzugsfaktor F' eingeführt wurde:

$$F' = \frac{1}{1 + U_c/h_{pf}} \quad (2.4)$$

Die partielle Differentialgleichung 2. Ordnung (2.3) ist vom elliptischen Typ. Die Austrittstemperatur des Fluids $T_e(t) = T_f(L, t)$ kann als Integralgleichung angegeben werden:

$$T_e(t) = \int_0^t h_1(t-t') T_i(t') dt' + \int_0^t h_2(t-t') T_a(t') dt' + \int_0^t h_3(t-t') G(t') dt' \quad (2.5)$$

mit T_i Temperatur des Fluids am Kollektoreintritt
 T_e Temperatur des Fluids am Kollektoraustritt

Dabei sind $h_i(t-t')$ die Impulsantworten der zugehörigen Variablen, die durch die inverse Laplace-Transformation aus den Übertragungsfunktionen im Frequenzraum /2.1-2/ gewonnen werden. Darüberhinaus existieren für spezielle Fälle und unter vereinfachenden zusätzlichen Annahmen geschlossene Lösungen.

1. Fall: Stationäre Gleichung

Es seien alle Zeitableitungen Null, sowie die Einstrahlung G und die Umgebungstemperatur T_a konstante Größen. Dies führt auf die von Hottel und Whillier /2.3/, sowie Bliss /2.4/ hergeleitete Differentialgleichung:

$$m_f c_f v_f \frac{\partial T}{\partial x} = F'(\alpha \tau) G - F'U_c(T_f - T_a) \quad (2.6)$$

mit der Lösung:

$$T_e = T_i + \left(\frac{F'(\alpha \tau)}{F'U_c} G - (T_i - T_a) \right) (1 - \exp(-\frac{F'U_c}{m_f c_f v_f} \frac{x}{L})) \quad (2.7)$$

Für $F'U_c / m_f c_f v_f < 0.2$ ist die mittlere Fluidtemperatur in guter Näherung gleich dem arithmetischen Mittelwert zwischen Eintritts- und Austrittstemperatur. Dies wird in Praxis fast immer eingehalten. Ein empfohlener Wert /2.5/ für die Durchsatzrate ist 30 Liter/m², was $m_f c_f v_f$ von ungefähr 30 W/m²K entspricht. Die Näherung ist also für Kollektoren mit $F'U_c$ -Werten bis zu 6 W/m²K erfüllt.

2. Fall: Absorber- und Fluidtemperatur sind gleich

Diesen Spezialfall erhält man, wenn der Wärmeübergangskoeffizient h_{pf} unendlich groß wird. Die zweiten Ableitungen fallen dann weg. Die Vereinfachung ist rein mathematischer Natur. Zur korrekten Beschreibung des realen Kollektors sind die gemessenen Produkte $F'(\alpha \tau)$ und $F'U_c$ in die Gleichung (2.3) einzusetzen:

$$(F' m_p c_p + m_f c_f) \frac{\partial T_f}{\partial t} + m_f c_f v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = F' (\alpha \tau) G - F' U_c (T_f - T_a) \quad (2.8)$$

Die allgemeine Lösung dafür lautet:

$$T_f(x, t) = T_i(t - \frac{(F' m_p c_p + m_f c_f) x}{m_f c_f v_f L}) \exp(-\frac{F' U_L}{m_f c_f v_f L} x) \quad (2.9)$$

$$+ \eta_o / U_L + \int_0^{F' U_L / (m_f c_f v_f)} G(t - \frac{(F' m_p c_p + m_f c_f) x}{m_f c_f v_f L}) \exp(-\sigma) d\sigma$$

Gleichung (2.8) über den Ort x integriert und $T_f = (T_e + T_i)/2$ als mittlere Fluidtemperatur gesetzt, liefert die momentane Leistung, die dem Kollektor entzogen wird:

$$\dot{m}_f c_f (T_e - T_i) = \eta_o G - U_L (T_f - T_a) - m_c c_c \cdot (dT_f/dt) \quad (2.10)$$

mit $\eta_o = F' (\alpha \tau)$, $m_c c_c = F' m_p c_p + m_f c_f$ und $U_L = F' U_c$

Zur Angabe der Fluidtemperatur am Kollektorausstritt T_e wird die Kollektoreintrittstemperatur $T_i = T_f(t=0, x=0)$ benötigt.

Bei der üblichen Vermessung von Kollektoren wird die Fluidtemperatur am Eintritt und Austritt im stationären Fall gemessen, zusammen mit der Einstrahlung G und der Umgebungslufttemperatur T_a . Der Wirkungsgrad des Kollektors wird als Funktion von $(T_f - T_a)/G$, dem reduzierten Kollektorparameter, aufgetragen. Auf diese Weise erhält man die Produkte $F' (\alpha \tau)$ und $F' U_c$, nicht jedoch F' , $(\alpha \tau)$ und U_c separat. Der Wert von F' läßt sich explizit erst über eine Absorbertemperaturmessung erhalten. Die Kenntnis von F' ist zur Beschreibung des Kollektors in der Praxis nicht nötig, da in alle Gleichungen stets die Produkte $F' (\alpha \tau)$ und $F' U_c$ eingehen.

Heat-Pipe Kollektoren

Gleichung (2.8) beschreibt auch Kollektoren, die nach dem Wärmerohrprinzip arbeiten. Die Wärmeübertragung entlang der Längendimension des Wärmerohrs ist wegen des Phasenwechsels des Mediums so gut, daß der ganze Absorber nahezu isotherm ist. Lediglich der Wärmewiderstand zwischen Absorberoberfläche und Wärmemedium und zwischen Kondensator und Wärmeübertragungsfluid im Sammelrohr des Kollektorkreislaufs gehen in den F' -Faktor ein.

Es müssen also folgende spezifischen Kenngrößen bekannt sein, um das Verhalten des Solarkollektors beschreiben zu können:

- $(\alpha\tau)$ Wert: Diese Größe hängt vom Absorptionsgrad α des Absorbers und vom Transmissionsgrad τ der Abdeckungen ab. α ist eine Funktion der Absorbertemperatur T_p und des Einfallswinkels θ der Strahlung. Das gleiche gilt für τ und daher auch für das effektive $(\alpha\tau)$ -Produkt, welches die Mehrfachreflexionen zwischen den Abdeckungen und dem Absorber berücksichtigt (n Zahl der Abdeckungen) /2.5-6/.

$$(\alpha\tau) = (\alpha\tau)(T_p, \theta, \lambda, n)$$

- U_c -Wert: Der Wärmeverlustkoeffizient hängt ab vom inneren Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Absorber und Abdeckung, der sich aus konvektiven und radiativen Anteilen zusammensetzt /2.5-8/. U_c ist daher eine Funktion der Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung, sowie der Absorbertemperatur T_p und des Neigungswinkels β des Kollektors. Ebenso ist U_c eine Funktion des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen äußerer Abdeckung und Umgebung und damit eine Funktion der Windgeschwindigkeit $\bar{u}$ und der Windrichtung, sowie der Infrarot-Strahlung G_{IR} des Himmels.

$$U_c = U_c(T_p, \beta, \bar{u}, G_{IR})$$

- c_p -Wert und c_f -Wert: Die Wärmekapazität des Kollektors und des Fluids sind nur schwach von der Absorbertemperatur abhängig.

- h_{pf} -Wert: Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Fluid und Oberfläche der Absorberplatte hängt von der Nusseltzahl im Fluidkanal, sowie von der Anordnung der Kanäle in der Platine und deren Wärmeleitfähigkeit ab. In h_{pf} geht der Durchflußrate durch die Platine stark ein /2.5/. h_{pf} ist wegen der Temperaturabhängigkeit der Stoffgrößen Viskosität und Dichte eine Funktion der Fluidtemperatur T_f . Die Produkte $F'(\alpha\tau)$ und $F'U_c$ sind daher nicht konstant.

Rohrleitungen

Die Differentialgleichung für ein Fluidelement der Rohrleitungen erhält man analog zur Differentialgleichung eines Fluidelements im Kollektor:

$$F' m_{RCR} \frac{m_f \cdot c_f}{h_{Rf}} \frac{\partial^2 T_f}{\partial t^2} + (F' m_{RCR} + m_f c_f) \frac{\partial T_f}{\partial t} + F' m_{RCR} \frac{m_f \cdot c_f}{h_{Rf}} v_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x \partial t} + m_f c_f v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = - F' U_R (T_f - T_a) \quad (2.11)$$

Dabei sind

$m_R \cdot c_R$	ortsfeste Wärmekapazität der Rohre
U_R	thermischer Verlustkoeffizient
h_{Rf}	Wärmeübergangskoeffizient Rohr-Fluid

Der zugehörige F' -Faktor ist im allgemeinen nahe bei 1, so daß keine Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Fluid auftritt. Die Rohrwärme­kapazität ist im Anwendungsfall klein gegenüber der Fluidwärme­kapazität, so daß sie vernachlässigt werden darf. Die homogene Fluidtemperatur T_f ist eine Näherung, die in der Praxis nicht erfüllt ist, da die Strömungsgeschwindigkeit in den Fluidkanälen nicht konstant ist /2.9/. In Gleichung (2.11) ist T_f also eine mittlere Temperatur, die man durch Mischen des Fluids in den Kanälen erhalten würde.

Wärmetauscher

Ein Wärmetauscher besteht vereinfacht aus zwei Fluidkreisläufen, die durch eine ortsfeste Wand voneinander getrennt sind. Zwischen den Fluidströmen wird durch die Wand hindurch Wärme ausgetauscht (Bild 2.3). Die allgemeinen Differentialgleichungen lauten dann:

$$m_1 c_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} + m_1 c_1 v_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = h_{1w}(T_w - T_1) - U_w(T_1 - T_a) \quad (2.12a)$$

$$m_2 c_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} + m_2 c_2 v_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = h_{2w}(T_w - T_2) - U_w(T_2 - T_a) \quad (2.12b)$$

$$m_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = h_{1w}(T_1 - T_w) + h_{2w}(T_2 - T_w) \quad (2.12c)$$

Dabei sind

$m_w c_w$	orts­feste Wärme­kapazität des Wärmetauschers
$m_1 c_1 v_1$	Produkt aus Massendurchsatzrate und spez. Wärme­kapazität im Fluidkreis 1
$m_2 c_2 v_2$	Produkt aus Massendurchsatzrate und spez. Wärme­kapazität im Fluidkreis 2
T_w	Temperatur der ortsfesten Wärme­kapazität
T_1, T_2	Temperaturen in den Fluidkreisen
U_w	thermischer Verlustkoeffizient
h_{1w}, h_{2w}	Wärmeübergangskoeffizient Wand-Fluid1, -Fluid2

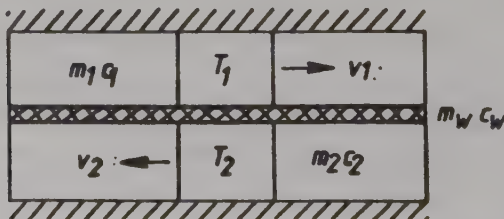


Bild 2.3: Wärmetauscherelement

Unter stationären Bedingungen gibt es Lösungen für Wärmetauscher im Gegenstrom-, Gleichstrom- und Kreuzstrombetrieb. Wichtige Kenngrößen eines Wärmetauschers sind der Temperaturänderungsgrad oder das Temperaturverhältnis ε , die Leistungskennzahl χ und das Wärmestromverhältnis τ /2.10-11/ (Bild 2.4):

$$\varepsilon = \frac{T_{1p} - T_{2p}}{T_{1p} - T_{2s}} \quad (2.13a)$$

$$\chi = \frac{kF}{m_1 c_1 v_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_m} \quad (2.13b)$$

$$\tau = \frac{m_1 c_1 v_1}{m_2 c_2 v_2} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \quad (2.13c)$$

Dabei sind

$m_1 c_1 v_1$ Produkt aus Massendurchsatzrate und spez. Wärmekapazität im Fluidkreis 1

$m_2 c_2 v_2$ Produkt aus Massendurchsatzrate und spez. Wärmekapazität im Fluidkreis 2

T_{1i}, T_{2i} Temperaturen in den Fluidkreisen

kF Wärmeübergangszahl zwischen Fluidkreis sekundär/primär

$\Delta T_1 = T_{1p} - T_{2p}$

$\Delta T_2 = T_{2s} - T_{1s}$

ΔT_m mittlere Temperaturdifferenz

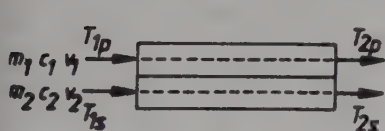


Bild 2.4: Prinzipschema Gleichstrom- und Gegenstromwärmetauscher

Wasserspeicher

Ein Wasserspeicher kann mathematisch in einfacher Form nur unbefriedigend beschrieben werden. In ihm laufen komplexe physikalische Vorgänge ab. Die Verlustwärme wird durch Wärmeleitung und Konvektion zur Behälterwandung und durch Wärmeleitung über die Wärmedämmung nach außen transportiert. Es bildet sich am Speicherkopf eine Wasserschicht aus, die homogen durchmischt ist (Bild 2.5 nach /2.12/). Daran schließt sich der geschichtete Teil des Speichers an. Dort gibt es an den Behälterwänden in einer dünnen Grenzschicht eine Konvektionsströmung nach unten und im mittleren Bereich des Behälters eine Kernströmung mit sehr geringer Geschwindigkeit nach oben /2.12/. Infolge der auftretenden Konvektionsströmungen im Speicher können die Temperaturänderungen nicht durch die Wärmeleitungsgleichung beschrieben werden. Die Aufheizung von unten liegenden Wasserschichten löst zusätzliche

Massenströme aus. Der Zufluß von kaltem Wasser am Speicherboden führt zur Ausprägung einer hydrodynamisch stabilen Temperaturschichtung, die sich jedoch durch Diffusion zeitlich und räumlich abbaut. Ein interner Wärmetauscher oder ein elektrischer Heizstab wirken als Wärmequelle, die die Konvektion im Speicher begünstigen.

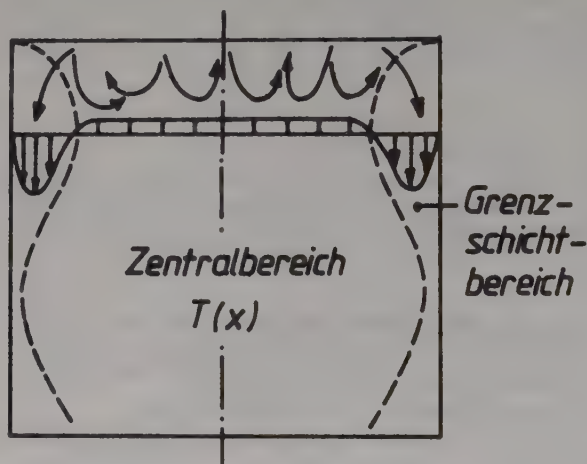


Bild 2.5: Konvektionsströmungen im Wasserspeicher /2.12/

2.2 Steuerungssystem

Anlagen mit Zwangsumwälzung

Eine Pumpe wälzt das Wärmeträgerfluid zwischen Kollektoren und Wärmetauscher (Kollektorkreis oder Solarkreis) um. Der Durchfluß stellt sich so ein, daß die Druckerhöhung durch die Pumpe genauso groß wie der Reibungsdruckverlust in den Rohrleitungen und den Kanälen des Kollektors ist. Der Druckverlust in Rohren ist /2.13/:

$$\Delta p = (\lambda/d) \cdot (\rho v^2/2) \cdot L \quad (2.14)$$

mit λ Reibungszahl
 ρ Dichte des Fluids
 d Rohrdurchmesser
 L Rohrlänge
 v Fluidgeschwindigkeit

Die Reibungszahl ist im laminaren Strömungsbereich unabhängig von der Geschwindigkeit $\lambda = 64/Re$. Daraus folgt für laminare Strömung:

$$\Delta p = (64/Re) \cdot (1/d) \cdot (v^2/2) \cdot L \quad (2.15)$$

Im turbulenten Bereich hängt die Reibungszahl von der Reynoldszahl und von der relativen Rauigkeit ϵ/d der Rohre ab, wobei ϵ die absolute Rauigkeit (in mm) bedeute.

Für glatte Rohre ist nach Blasius für $Re < 2 \cdot 10^4$ /2.13/:

$$\lambda = 0,3164 Re^{-1/4} \quad (2.16)$$

Zu den Druckverlusten in den geraden Rohrstücken kommen im Rohrsystem die Einzelwiderstände von Krümmungen, T-Stücken, Ventilen, Mischern, Verengungen, usw. Der Druckverlust über einen Einzelwiderstand ist:

$$\Delta p = (\rho \cdot v^2 / 2) \cdot \xi \quad \text{mit } \xi \text{ Widerstandsbeiwert} \quad (2.17)$$

Damit wird der gesamte Druckverlust

$$\Delta p = \lambda / d \cdot \rho \cdot (v^2 / 2) L + \sum_n \xi_n \rho v^2 / 2 \quad (2.18)$$

oder

$$\Delta p = \lambda / d \cdot \rho \cdot (v^2 / 2) L_{eff} \quad (2.19)$$

wenn man für die Summe der Einzelwiderstände eine effektive Rohrlänge

$L_{eff} = L + \sum_n \xi_n \frac{d}{\lambda}$ einführt.

Der momentane Durchfluß stellt sich entsprechend der Pumpenkennlinie (Durchflußrate als Funktion der Durchdifferenz) ein. Er wird jedoch auch von der Temperatur des Wärmeträgerfluids beeinflusst, da die kinematische Viskosität stark temperaturabhängig ist. Der Durchfluß im Solarkreis ist daher während des Betriebs zeitlich nicht konstant.

Eine Anlage mit Umwälzpumpe muß eine Steuerungseinheit besitzen, die entscheidet, wann die Pumpe laufen soll: Ein Durchfluß im Solarkreis ist zulässig, solange Wärme von den Kollektoren an den Speicher abgegeben werden kann. Dies bedeutet, daß die Temperatur des Fluids im Solarkreis höher als die Temperatur im Sekundärkreis des Wärmetauschers sein muß. Bei Temperaturdifferenzregelungen kann man die Schwellenwerte für das Ein- und Abschalten der Umwälzpumpe einstellen. Andere Regelungen reagieren zum Beispiel auf die Strahlung. Sie schalten oberhalb einer Strahlungsschwelle ein und schalten aus, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauschereintritt und -austritt gegen Null geht.

Anlagen mit natürlicher Umwälzung

Der Wassertank ist bei diesen Anlagen oberhalb des Kollektors installiert, so daß das Thermosiphon-Prinzip angewendet werden kann: Eine Temperaturerhöhung im Kollektor bewirkt eine Dichteverringering des Fluids. Es entsteht ein Auftriebsdruck, wenn die Flüssigkeit im Speicher kälter als im Kollektor ist. Das Fluid setzt sich nach Überschreiten einer Anlaufschwelle selbsttätig in Bewegung. Die Geschwindigkeit stellt sich so ein, daß der Auftriebsdruck gleich dem Druckverlust durch Reibung in den Rohrleitungen ist. Die mechanische Ener-

gie für die Umwälzung im Solarsystem wird also direkt aus der Temperaturerhöhung gewonnen.

Der Auftriebsdruck ist das geschlossene Wegintegral über das Produkt aus Dichte und Erdbeschleunigung entlang der Fluidkanäle:

$$\Delta p_a = \oint \rho \cdot g \cdot dh \quad (2.20)$$

Der Reibungsdruckverlust errechnet sich wie bei der Zwangsumwälzung. Die entstehende Geschwindigkeit ist im allgemeinen kleiner als in zwangsumgewälzten Anlagen.

Das Thermosiphon-Prinzip ist selbstregelnd und benötigt keinerlei Hilfsenergie. Der Durchfluß im System stellt sich automatisch in Abhängigkeit von der Einstrahlung und dem Systemzustand ein. Wichtig ist es, einen umgekehrten Thermosiphon-Effekt während der Nachtstunden und damit unnötige Wärmeverluste zu vermeiden.

2.3 Zusatzenergiesystem

Elektrischer Durchlauferhitzer

Dieses Gerät ist im Warmwassersystem nach dem Speicher angebracht. Bei der Zapfung wird der Wasserstrom, falls notwendig, auf eine eingestellte Warmwassersolltemperatur aufgeheizt. Die elektrische Anschlußleistung muß so bemessen sein, daß die maximale Zapfrate beim größten vorkommenden Temperaturhub befriedigt werden kann. Sie ist daher hoch. Der Wirkungsgrad liegt nahe bei 100%, da das Gerät nur geringe Wärmekapazitäten hat, die während des Betriebs aufgeheizt werden müssen und anschließend unter Abgabe von Verlustwärme auskühlen. Ein nachgeschalteter Durchlauferhitzer beeinflusst die in den Speichertank eingespeiste Solarenergie nicht.

Elektrischer Heizstab im Speicher

Der Heizstab hat die Aufgabe ein Teilvolumen des Solarspeichers oder einen separaten Nachheizspeicher auf eine einstellbare Temperatur (mit einer gewissen Schalthysterese) zu halten. Der Vorteil gegenüber dem Durchlauferhitzer ist eine niedrigere elektrische Anschlußleistung. Diese muß allerdings mit den thermischen Verlusten des Bereitschaftsvolumens erkaufte werden.

Zwei Bedingungen für die Energie- und die Leistungsauslegung von Heizstab und Bereitschaftsvolumen müssen erfüllt sein, damit die Warmwassersolltemperatur nicht unterschritten wird: Die im Bereitschaftsvolumen vorhandene Energie muß mindestens so groß sein, wie eine maximale Wärmemenge, die innerhalb kurzer Zeit abgerufen wird (z.B. 100 Liter Badewasser mit 40 °C). Ferner muß die Heizleistung des Heizstabes ausreichen, um die abgezogene Wärmemenge nach einer angemessenen Zeit (z. B. eine halbe Stunde) zu ersetzen.

Die eingestellte Temperatur und das Bereitschaftsvolumen beeinflussen das Verhalten der Solaranlage. Wenn die Temperatur im Solarteil die Temperatur im Bereitschaftsteil erreicht, vergrößert sich praktisch das Solarspeichervolumen um das Volumen des Bereitschaftsteiles.

Öl- oder gasbefuerter Heizkessel

Ein vorhandener Heizkessel, der im Normalfall zur Gebäudeheizung eingesetzt wird, kann in einer Solaranlage einen Teil des Wasserspeichers auf Solltemperatur halten. Der Heizkessel übernimmt dann die Funktion des elektrischen Heizstabes. Neben den thermischen Verlusten im Bereitschaftsteil treten zusätzliche Verluste im Heizkessel auf. Es sind dies die Umwandlungsverluste bei der Feuerung, thermische Verluste und Stillstandsverluste. Die Stillstandsverluste sind im allgemeinen prozentual umso höher je seltener der Brenner des Kessels zugeschaltet wird. Dieser Effekt macht sich vor allem im Sommer bemerkbar, wenn der Kessel ausschließlich die solare Warmwasserbereitung unterstützt. Die Folge ist eine geringe Einsparung an Primärenergie durch die Solaranlage.

2.4 Wärmelast

Die Wünsche des Benutzers bestimmen die Menge, die erforderliche Temperatur und die tägliche zeitliche Verteilung (Zapfprofil) des Warmwasserverbrauchs (siehe Messungen in /2.15/). Die Wärmelast kann zeitlich stark variieren. In dieser Arbeit ist die meistens gut zutreffende Annahme gemacht, daß die benötigte tägliche Warmwassermenge bei ein und demselben Verbraucher unabhängig von der Jahreszeit ist.

2.5 Meteorologie

Der extraterrestrische Grenzwert der solaren Bestrahlungsstärke ist durch die Astronomie auf etwa 1367 W/m^2 festgelegt. Die terrestrischen Einflüsse durch Absorption und Streuung in der Atmosphäre beschneiden den Maximalwert auf etwa 1000 W/m^2 in Meereshöhe. Lufttrübung, Wolkenbildung, Nebel und Dunst wirken auf die Bestrahlungsstärke in langfristig unvorhersehbarer Weise. Tageslänge und Sonnenbahn sind astronomisch festgelegt und eine Funktion der Tagesnummer im Jahr.

An klaren Tagen folgt der Verlauf der Einstrahlung näherungsweise einer sinusförmigen Halbwelle. An bewölkten Tagen liegt die Tagessumme wesentlich unter dem Wert eines klaren Tages. Die mittleren monatlichen Stundenwerte über einen Tag aufgetragen folgen jedoch ebenfalls dem Verlauf einer Sinuskurve oder einer nach unten geöffneten Parabel (siehe auch Kapitel 10). Die Sinuskurve kann daher als inhärente Mittelwertkurve für die globale Solarstrahlung betrachtet werden. Die Quotienten von Diffus- und Direktstrahlung können sich ebenfalls stark unterscheiden. Der Absolutwert der Globalstrahlung, die in Kollektoren

torebene ankommt, hängt von der Aufstellung des Kollektors (Neigungswinkel, Azimutwinkel, geographische Breite) ab. Darüberhinaus ist der η_0 -Wert vom Einfallswinkel der Strahlung abhängig. Die täglichen Strahlungssummen und Umgebungstemperaturen sind statistisch nicht willkürlich verteilt, sondern hängen signifikant von der meteorologischen Vorgeschichte ab. Sie sind durch Kreuz- und Autokorrelationen /2.14/ erfaßbar und von Ort zu Ort verschieden. Analoge Aussagen gelten für die Infrarotstrahlung des Himmels, die Lufttemperatur, die Windgeschwindigkeit und Windrichtung.

Da die meteorologischen Verhältnisse nur bedingt vorhersehbar sind, kann der Jahresnutzungsgrad einer Solaranlage nur innerhalb einer gewissen Streubreite bestimmt werden. Soll das Anlagenverhalten in der Vergangenheit überprüft werden, sind unbedingt Messungen am Ort der Anlage notwendig. Die Übertragung von Messwerten von anderen Orten auf den tatsächlichen Aufstellungsort ist problematisch, weil signifikante Fehler durch das Mikroklima, Verschattungen und die unterschiedliche Vordergrundreflexion auftreten können.

2.6 Allgemeine Kennzeichnung

In der Sprache der Systemtheorie ist ein Solarsystem nichtlinear /2.16/. Die beiden Grundeigenschaften der Linearität sind nicht erfüllt: Superposition und Proportionalität von Ursache und Wirkung.

Die Komponenten einer Solaranlage sind nichtlinear, da die Systemkenngrößen zum großen Teil von den Betriebstemperaturen abhängen, wie der Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors, der Temperaturänderungsgrad des Wärmetauschers und die Wärmeleitfähigkeit des Wassers im Behälter. Würden sich alle Komponenten linear verhalten, wäre dennoch das Gesamtsystem nach wie vor nichtlinear. Der Grund hierfür sind die Schaltvorgänge während des Betriebs. Die Pumpe im Kollektorkreis wird an- und ausgeschaltet, wenn Wärme in den Speicher geschickt wird bzw. wenn die Temperaturüberwachung im Speicher die Pumpe abschaltet.

Das Systemverhalten hängt von mehr als 20 Systemparametern und etwa 10 unabhängigen Variablen ab. Alle diese Größen beeinflussen die Leistungsfähigkeit des Systems mit unterschiedlicher Gewichtung. Es können daher keine einfachen Ausdrücke für die technische Leistungsfähigkeit oder den Nutzungsgrad erwartet werden. Eine Aufstellung und Bewertung (z.T. nach /2.17/) der Parameter und Variablen ist in Tabelle 2.2 aufgelistet.

Tabelle 2.2: Einflußfaktoren einer Solaranlage
(Anzahl der X gibt die Bedeutung an)

!	Größe	!	Bewertung	!
!	Charakteristische Systemparameter:	!		!
!	Kollektor:	!		!
!	A wirksame Kollektorfläche	!	XXXXX	!
!	η_0 optischer Konversionsfaktor	!	XXXXX	!

F'U _c	Wärmeverlustkoeffizient	XXXXX
m _{cC}	Wärmekapazität	XX
--	Verschaltung der Kollektoren	X
Kollektorkreis:		
m _{cf}	Durchflußrate	XXX
(Durchflußrate hängt vom Druckverlust, Rohrdurchmesser, Rauigkeit, Höhendifferenz, zwischen Kollektor und Speicher, usw. ab)		
--	Durchflußzeit, Totzeit	X
--	Volumeninhalt	X
U _R	Wärmeverlustkoeffizient	XX
--	Wärmekapazität	X
Wärmetauscher:		
ε	Temperaturänderungsgrad (Güte)	XXXX
x	Wärmestromverhältnis	X
τ	Leistungskennzahl	XXXX
Wasserspeicher:		
m _{sCw}	Wärmekapazität	XXXX
U _s	Verlustkoeffizient	XXXX
--	Temperaturschichtung	XXX
--	Ein/Austrittshöhe Wärmetauscher	XX
--	Ein/Austrittshöhe Brauchwasser	XX
Steuerungssystem:		
ΔT _{ein} , ΔT _{aus}	Schalttemperaturdifferenzen	XXX
Zusatzsystem:		
--	Leistung	-
--	Wirkungsgrad	-
m _{bCw}	Wärmekapazität (Bereitschaftsteil)	X
U _b	Wärmeverlustkoeffizient	XXX
--	Schalthysterese	XX

Unabhängige Variablen:		
Meteorologie:		
H	tägliche Einstrahlungssumme	XXXXX
--	Diffus/Direktverhältnis	XX
G _{IR}	Infrarotstrahlung	X
T _a	Umgebungslufttemperatur	XXX
u	Windgeschwindigkeit	XXX
--	Strahlungsprofil	XXX
t _d	Tageslänge	XXX
Wärmelast:		
Q _{ww}	täglicher Warmwasserbedarf	XXXXX
T _{ww}	Warmwassersolltemperatur	XXXX
T _{kw}	Kaltwasserzulauftemperatur	XXX
m _L	momentane Zapfrate	XXX
T _{as}	Raumtemperatur des Speichers	XXX

Fehlerbetrachtung

Ein Simulationsmodell wird akzeptiert, wenn die Rechnungen mit Meßergebnissen verträglich sind. Hierbei werden die Fragen aufgeworfen: Wie genau soll eine Aussage sein? Wie genau kann eine Aussage sein? Eine Orientierungshilfe bietet die Meßgenauigkeit, mit der Anlagen untersucht werden.

Resultate von Simulationsrechnungen sind Temperaturen, Wärmeströme, Wärmemengen und Wirkungsgrade. Wärmeströme werden nach der folgenden Gleichung bestimmt:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_f (T_e - T_i) \quad (2.21)$$

wobei

$\dot{m}$ Massendurchsatzrate des Fluids
 c_f spezifische Wärmekapazität des Fluids
 T_i, T_e Ein- und Austrittstemperatur des Fluids

Wirkungsgrade beziehen sich entweder auf Wärmeströme bzw. Wärmemengen oder auf Einstrahlungen bzw. Strahlungssummen. Die Meßfehler erhält man aus den Einzelfehlern der Meßgrößen nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz nach Gauß. Also für einen Wärmestrom:

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}} = \sqrt{\varepsilon_m^2 + \varepsilon_{cf}^2 + \varepsilon_{\Delta T}^2} \quad (2.22)$$

Es gibt verschiedene Genauigkeitsklassen von Meßgeräten, die verschiedene Gesamtfehler liefern. In Tabelle 2.3 sind die Einzelfehler für sehr gute und gute meßtechnische Ausstattung (nach /2.17-19/) zusammen mit den maximal zulässigen Einzelfehlern aufgelistet. Am Ende der

Tabelle 2.3: Klassifizierung der meßtechnischen Ausstattung

Meßgröße	sehr gute Ausstattung	gute Ausstattung	maximal zulässige Fehler
Temperatur	+/-0,02 K	+/-0,10 K	+/-0,25 K
Temperaturdifferenz	+/-0,02 K	+/-0,05 K	+/-0,1 K: < 15K! +/-0,25K: > 15K!
Einstrahlung	+/-1,5 % bis +/-2,5 %	+/-2 % bis +/-3 %	+/-5 %
Durchsatzrate	+/-0,1 % bis +/-0,4 %	+/-1 %	+/-2 %
spez. Wärme	+/-0,08% bis +/-0,3 %	+/-1 %	+/-2 %
Gesamtfehler: $\Delta \dot{Q}/\dot{Q}$	+/-0,3 bis +/-0,6 %	+/-1,5 %	+/-3 %
$\Delta \eta/\eta$ mit $\eta = Q/H$	+/-1,5 - 2,6 %	+/-2,5 - 3,5 %	+/-6 - 10 %

Tabelle sind die resultierenden relativen Gesamtfehler für die Wärmeströme und die Wirkungsgradbestimmung eingetragen.

Der Gesamtfehler ist nicht konstant, sondern ändert sich mit der Massendurchsatzrate und mit der Einstrahlung, da bei kleineren Wärmeströmen die Temperaturdifferenz kleiner und der relative Fehler größer wird (siehe /2.20/). Eine Abweichung von kleiner als $\pm 3\%$ zwischen Simulationsmodell und Messungen ist daher eine hervorragende Übereinstimmung. Abweichungen von $\pm 5\%$ sind eine gute Übereinstimmung und Abweichungen bis zu $\pm 10\%$ sind tolerierbar. Verfeinerte Simulationsmodelle einer hohen Genauigkeit sind sinnvoll, wenn gleichzeitig Anlagen mit hoher Genauigkeit vermessen werden oder wenn für eine theoretische Analyse von Steuerungssystemen die momentanen Temperaturen im System bekannt sein sollen.

Die Vorhersagegenauigkeit sollte sich auch an der "Genauigkeit" des Wetters orientieren. Die jährlichen Strahlungssummen schwanken im mitteleuropäischen Klima um $\pm 10\%$ um ein langjähriges Mittel. Die Vorhersage kann deshalb bereits aus diesem Grund nicht besser als $\pm 10\%$ sein.

3. PHYSIKALISCHES MODELL

Der Modellvorstellung liegt eine Anlage mit Zwangsumwälzung und externem oder internem Gegenstromwärmetauscher zu Grunde. Diese besteht aus den einzelnen Komponenten Solarkollektoren, Rohrleitungen, Wärmetauscher, Wasserspeicher, Zusatzsystem (optional) und Thermostاتمischer (Bild 3.1). Die tägliche Wärmelast soll zwischen 10 und 50 MJ liegen, was dem Warmwasserbedarf einer Familie entspricht. Ähnliche Ansätze sind in /3.1-6/ zu finden. Die Anlage soll mit einer Steuerung ausgestattet sein, die das Dreiwegeventil zum Wärmetauscher durchschaltet, wenn die Kollektortemperatur T_C um eine einstellbare Differenz ΔT_{ein} über der Speichertemperatur T_S liegt. Im Kurzschlußbetrieb wälzt die Pumpe das Fluid um, ohne daß Wärme an den Speicher abgegeben wird. Der Thermostاتمischer mischt dem Wasser aus dem Speicher kaltes Wasser der Temperatur T_{KW} bei, so daß die Warmwassertemperatur nicht höher als die Solltemperatur T_{WW} ist.

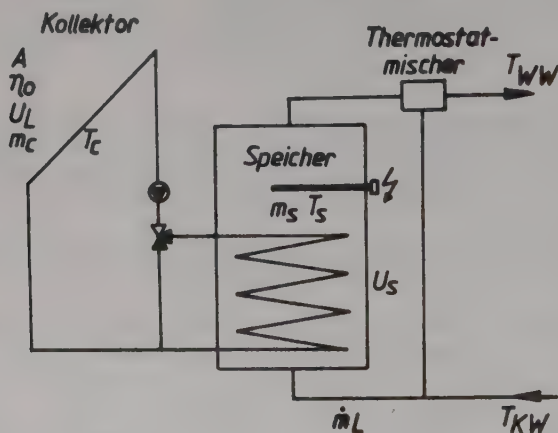


Bild 3.1: Schematischer Aufbau einer solaren Brauchwasseranlage

Zunächst wird von einem durchmischten Speicher ausgegangen, dessen physikalischer Zustand eindeutig durch die Angabe einer einzigen Temperatur charakterisiert ist. Später wird geprüft, ob sich das Modell auf Thermosiphonsysteme oder integrale Speicherkollektoren übertragen läßt. Schließlich wird eine Speicherschichtung im Modell zugelassen.

Alle vorkommenden Parameter und Variablen sind als konstant vorausgesetzt, soweit die zeitliche Abhängigkeit nicht explizit angegeben ist.

3.1 Durchmischter Speicher

Solarkollektor:

Die thermischen Verluste der Rohrleitungen vom Kollektorfeld zum Ort der Wärmeabgabe am Wärmetauscher oder Speicher werden in der Kollektorgleichung berücksichtigt, indem der thermische Verlustkoeffizient des Kollektors erhöht wird. Der spezifische Wärmeverlustkoeffizient der Rohre U_R wird daher auf die Kollektorfläche A bezogen. Dies ist physikalisch sinnvoll, obwohl in der Praxis die Rohrleitungsverluste nicht proportional zur Kollektorfläche zunehmen. Der gewählte Ansatz setzt ferner voraus, daß die Verlustkoeffizienten der Zuleitungen und Rückleitungen gleich groß sind.

Gleichung ohne Kollektorwärmekapazität (nach Formel (2.6)):

$$\dot{Q}_C = A \eta_0 G - A U_L (T_C - T_a) \quad (3.1)$$

Gleichung mit Kollektorwärmekapazität (nach Formel (2.10)):

$$\dot{Q}_C = A \eta_0 G - A U_L (T_C - T_a) - m_C c_C \dot{T}_C \quad (3.2)$$

mit $\eta_0 = F'(\alpha \tau)$, $U_L = F'U_C + U_R$ und $m_C c_C = F' m_P c_P + m_f c_f$

und A Kollektorfläche
 T_C mittlere Kollektortemperatur (Fluid)

Wasserspeicher:

Energieinhalt des Speichers:

$$\dot{Q}_S = m_S c_W \dot{T}_S \quad \text{mit } T_S < T_{\max} \quad (3.3)$$

mit m_S Speichermasse
 c_W spezifische Wärmekapazität von Wasser
 T_S mittlere Speichertemperatur

Eine Temperaturüberwachung sorgt dafür, daß sich der Speicher nicht höher als auf eine Maximaltemperatur $T_{\max}$ erwärmen kann. $T_{\max}$ liegt in der Praxis bei 65 - 90 °C.

Thermische Verluste:

$$\dot{Q}_{\text{ver}} = U_S (T_S - T_{\text{as}}) \quad (3.4)$$

mit U_S thermischer Verlustkoeffizient
(gesamt (W/K) oder bezogen auf die Kollektorfläche (W/m²K))
 T_{as} Speicherraumtemperatur

Wärmetauscher:

Der Vorstellung liegt ein externer Gegenstromwärmetauscher zu Grunde, der mit dem Wärmestromverhältnis 1 gefahren wird /3.8/ (Bild 3.2).

$$\varepsilon = \frac{T_{1c} - T_{2c}}{T_{1c} - T_{1s}} \quad (3.5)$$

Daraus folgt:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot (T_c - T_s) \quad (3.6)$$

mit $\alpha = \varepsilon \dot{m}_{fcf} / (1 - \varepsilon) \quad (3.7)$

falls $T_{1c} - T_{2c} = T_{1s} - T_{2s}$ (Wärmeträgerfluide haben primär und sekundär gleiche Wärmestromdichten) und $T_c = (T_{1c} + T_{2c})/2$, $T_s = (T_{1s} + T_{2s})/2$.

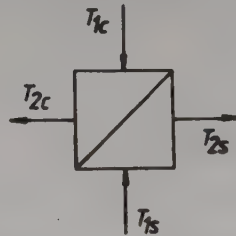


Bild 3.2: Schema eines Gegenstromwärmetauschers

Wärmelast:

Der Verbraucher benötigt warmes Wasser einer Temperatur T_{ww} . Ist die Temperatur im Speicher niedriger als T_{ww} , wird das benötigte Wasservolumen unmittelbar dem Speicher entnommen (Zapfrate konstant). Ist die Temperatur im Speicher höher als T_{ww} , soll über einen Thermostatmischer kaltes Wasser der Temperatur T_{kw} zugemischt werden, so daß dem Speicher weniger als das benötigte Warmwasservolumen entnommen wird.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L c_w (T_s - T_{kw}) \quad \text{falls } T_s < T_{kw} \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{SL} = \dot{m}_L c_w (T_{ww} - T_{kw}) \quad \text{falls } T_s > T_{kw} \quad (3.9)$$

mit $\dot{m}_L$ Zapfrate
 $\dot{m}_L c_w$ Wärmeabfuhrate
 $\dot{Q}_{SL}$ Sollwärmeleistung

Nachheizung:

Die Nachheizung kann außerhalb (extern) oder innerhalb (intern) des Solarspeichers erfolgen. Wird die externe Nachheizung mit einem Durchlauferhitzer realisiert, ist die Nachheizleistung:

$$\dot{Q}_{\text{aux}} = \dot{m}_L c_W (T_{\text{WW}} - T_S) \quad \text{falls } T_S < T_{\text{WW}} \quad (3.10)$$

Erfolgt die externe Nachheizung mit einem separaten Bereitschaftstank, der ständig auf der erforderlichen Warmwassertemperatur T_{WW} mit einem elektrischen Heizstab gehalten wird, ist die Nachheizleistung:

$$\dot{Q}_{\text{aux}} = U_b (T_{\text{WW}} - T_{\text{as}}) + \dot{m}_L c_W (T_{\text{WW}} - T_S) \quad (3.11)$$

Die Nachheizleistung wird Null, wenn das Wasser aus dem Solarspeicher mit der Temperatur

$$T_{\text{SW}} = T_{\text{WW}} + (U_b / (\dot{m}_L c_W)) (T_{\text{WW}} - T_{\text{as}}) \quad (3.12)$$

in den Nachheiztank nachströmt. Das heißt für die Solaranlage, daß sich die Warmwassersolltemperatur faktisch auf den Wert T_{SW} erhöht.

Bei interner Nachheizung ist der Bereitschaftsteil in den Solarspeicher integriert. Das Solarspeichervolumen ist nur dann so groß wie der gesamte Rauminhalt des Behälters, wenn die Temperatur im Solarteil höher als die Temperatur des Wassers im Bereitschaftsteil ist, andernfalls ist der Solarteil faktisch kleiner. Die Nachheizleistung ist:

$$\dot{Q}_{\text{aux}} = U_b (T_{\text{WW}} - T_{\text{as}}) + \dot{m}_L c_W (T_{\text{WW}} - T_S) \quad \text{falls } T_S < T_{\text{WW}} \quad (3.13a)$$

$$\dot{Q}_{\text{aux}} = (U_S + U_b) (T_{\text{WW}} - T_{\text{as}}) + \dot{Q}_{\text{SL}} - \dot{Q}_{\text{C}} \quad \text{falls } T_S = T_{\text{WW}} \quad (3.13b)$$

Bestimmende Differentialgleichungen

Zu jedem Zeitpunkt t muß die Energiebilanz des Systems erfüllt sein. Daraus können die bestimmenden Differentialgleichungen hergeleitet werden. Die Kollektorkreispumpe vermittelt die Kopplung zwischen dem Speichertank und dem Kollektor. Ist die Solarkreispumpe abgeschaltet sind Speicher und Kollektor voneinander abgekoppelt. Folglich müssen deren Temperaturen durch zwei separate Differentialgleichungen beschrieben werden. Im Fall eines positiven Durchflusses im Solarkreis, folgt das System einer einzigen Differentialgleichung, die jedoch bei unterschiedlichem Betriebszustand verschieden aussieht.

Die Verwendung von Gleichung (3.1) und (3.2) mit der mittleren Kollektortemperatur ist in Verbindung mit dem Wasserspeicher vorteilhafter als die für den Kollektor äquivalente Gleichung mit dem Faktor F_R und der Kollektoreintrittstemperatur T_i :

$$\dot{Q}_{\text{C}} = F_R (A \eta_o G - A U_L (T_i - T_a)) \quad (3.14)$$

In Gleichung (3.14) wird die mittlere Speichertemperatur mit der Kollektoreintrittstemperatur verbunden, so daß die Arbeitstemperatur des Kollektors höher liegt als tatsächlich. Phillips /3.9-10/ korrigiert diesen Effekt mit einem Stratifizierungskoeffizienten. Er erhält (ohne Wärmelast) für einen ideal geschichteten Speicher dasselbe Ergebnis, das man mit Gleichung (3.1) oder (3.2) zwanglos erhält. Der hier gewählte Ansatz berücksichtigt also implizit bereits eine Temperaturschichtung im Speicher.

Eine Solaranlage mit den dargelegten vereinfachten Annahmen besteht aus den physikalischen Einheiten Wärmequelle, Wärmespeicher und Wärmesenke entsprechend Bild 3.3.

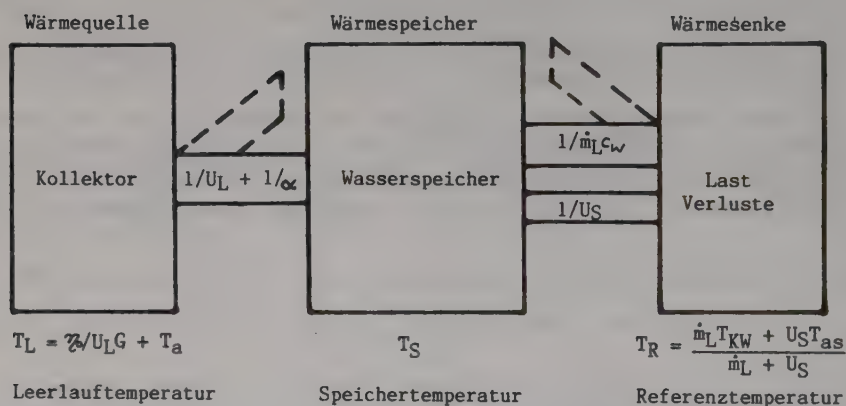


Bild 3.3: Blockschema einer Solaranlage

Die Wärmequelle ist im Solarkollektor realisiert. Ihr ist die Kollektorleerlauf Temperatur $T_L = \eta_o / U_L \cdot G + T_a$ zugeordnet. Zwischen Quelle und Speicher wird ein Wärmewiderstand $1/U_L + 1/\alpha$ zwischengeschaltet, falls $T_L > T_S$ ist (Durchfluß > 0). Die Größe $1/U_L + 1/\alpha$ repräsentiert die Serienschaltung der Wärmewiderstände von Kollektor und Wärmetauscher. Der Wärmestrom $Q_{sol} = 1/(1/U_L + 1/\alpha) (T_L - T_S)$ fließt vom Kollektor zum Speicher, der für den Kollektor Wärmesenke ist. Der Wasserspeicher ist über zwei parallel geschaltete Widerstände $1/\dot{m}_{Lc_w}$ (Zapfung von Warmwasser) und $1/U_S$ (thermische Speicherverluste) mit dem Gesamtwiderstand $1/(\dot{m}_{Lc_w} + U_S)$ mit der Wärmesenke verbunden, die eine Referenztemperatur $T_R = (\dot{m}_{Lc_w} T_{kw} + U_S T_{as}) / (\dot{m}_{Lc_w} + U_S)$ aufweist. Es fließt ein Wärmestrom $Q = (\dot{m}_{Lc_w} + U_S) \cdot (T_S - T_R)$ vom Speicher zur Wärmesenke und ein nutzbarer Wärmestrom $Q_{nutz} = \dot{m}_{Lc_w} (T_S - T_{kw})$ vom Speicher zum Verbraucher.

Aus dem einfachen physikalischen Schema folgen drei wichtige Aussagen:

(1) Die Temperaturen T_a auf Seiten der Wärmequelle und T_{kw} , T_{as} auf Seiten der Wärmesenke legen das Nullniveau der Systemtemperaturen fest. Werden T_a , T_{kw} und T_{as} um denselben Betrag erhöht oder erniedrigt, bleibt das Verhalten des Systems unverändert.

(2) Die Kenngrößen U_L , m_c , ϵ , $\dot{m}_f$, m_s , U_s und $\dot{m}_L$ beziehen sich alle auf die Kollektorfläche A . A ist daher Skalierungsfaktor für das System, d. h. das Verhalten des Systems bleibt unverändert, wenn die Fläche A variiert wird und die obengenannten Größen konstant bleiben.

(3) Der Wasserspeicher entkoppelt Quelle und Senke teilweise. Speicher und Senke wirken jedoch auf die Temperatur T_s ein, so daß der Kollektor beide als gemeinsame Wärmesenke "sieht". Insbesondere kann man mit einem geeigneten Lastprofil $\dot{m}_L(t)$ die Wirkung jeden Speichers auf den Kollektor nachmodellieren. Die Umkehrung gilt jedoch nicht.

Differentialgleichungen in den einzelnen Betriebsmoden:

(1) Solarkreispumpe Aus: $\dot{m}_f = 0$

Energiebilanz:

$$\text{Speicher:} \quad 0 = m_s c_w T_s + \dot{Q}_L + U_s (T_s - T_{as}) \quad (3.15)$$

$$\text{Kollektor:} \quad 0 = \eta_o G - U_L (T_c - T_a) - m_c c_c \dot{T}_c \quad (3.16)$$

Allgemeine Form der Differentialgleichung
(Speicher und Kollektor getrennt):

$$\dot{T} + b T = c(t) \quad (3.17)$$

(2) Solarkreispumpe An: $\dot{m}_f > 0$

Energiebilanz:

$$\text{Speicher:} \quad \dot{Q}_c = \dot{Q}_L + U_s (T_s - T_{as}) + m_s c_w \dot{T}_s \quad (3.18)$$

$$\text{Kollektor:} \quad \dot{Q}_c = \eta_o G - U_L (T_c - T_a) - m_c c_c \dot{T}_c \quad (3.19)$$

$$\text{Wärmetauscher:} \quad \dot{Q}_c = \epsilon / (1 - \epsilon) \dot{m}_f c_f (T_c - T_s) \quad (3.20)$$

Allgemeine Form der Differentialgleichung:

System mit Kollektorwärmekapazität:

$$\ddot{T}_s + a \dot{T}_s + b T_s = c G(t) + d \quad (3.21)$$

System ohne Kollektorwärmekapazität wie Formel (3.17).

Während des Betriebs einer Solaranlage treten unterschiedliche Zustände auf, zwischen denen hin- und hergeschaltet wird. Diese Moden sind mit folgenden Parametern verknüpft:

Modus	$\dot{m}_f$	T_s	Nachheizung
I	$\dot{m}_f = 0$	$T_s < T_{ww}$	Aus/An
II	$\dot{m}_f = 0$	$T_s \geq T_{ww}$	Aus/An
III	$\dot{m}_f > 0$	$T_s < T_{ww}$	Aus/An
IV	$\dot{m}_f > 0$	$T_s \geq T_{ww}$	Aus/An

Es sind also insgesamt 4 (mit Nachheizung 8) verschiedene Betriebsmoden möglich, denen ebenso viele Differentialgleichungssysteme entsprechen. Wird in der Solaranlage von einem Betriebszustand zu einem anderen umgeschaltet, so wird in der Simulation von der expliziten analytischen Lösung eines Differentialgleichungssystems zur expliziten Lösung eines anderen Systems übergegangen.

Für die Betriebszustände lassen sich geschlossene Lösungen der Differentialgleichungen finden unter der Voraussetzung, daß alle Parameter Konstanten sind und die Variablen Einstrahlung, Umgebungslufttemperatur, Kaltwasserzulauftemperatur und Umgebungstemperatur des Speichers Konstanten, ganze rationale Funktionen oder Sinusfunktionen mit der Zeit sind (Anhang 17.1). Die Koeffizienten in den einzelnen Betriebsmoden sind im Anhang 17.2 zu finden. Es sind vier verschiedene Systemarten zu unterscheiden:

- (1) System ohne Speicher und Wärmetauscher - einmaliger Durchgang des Wärmeträgers durch den Kollektor
- (2) System ohne Speicher und mit Wärmetauscher - einmaliger Durchgang des Wärmeträgers durch den Wärmetauscher
- (3) System mit Speicher und Wärmetauscher ohne Kollektorstromkapazität (Modus (I) bis (IV))
- (4) System mit Speicher und Wärmetauscher mit Kollektorstromkapazität (Modus (I) bis (IV))

Die Anfangsbedingungen sind für alle Betriebsmoden gleich. Es müssen die Speichertemperatur T_s und die Kollektortemperatur T_c zum Umschaltzeitpunkt in die allgemeinen Lösungen eingesetzt werden.

3.2 Geschichteter Speicher

Die Annahme, daß der Wasserspeicher vollständig durchmischt und damit durch die Angabe einer Temperatur vollständig beschrieben werden kann, bedeutet eine Näherung, die in der Praxis mehr oder weniger gut erfüllt ist. Im realen Speicher baut sich immer eine Schichtung auf, so daß die Wassertemperatur von unten nach oben monoton ansteigt. Diese Schichtung ist hydrodynamisch stabil, da die Dichte des Wassers (oberhalb 4 °C) mit steigender Temperatur abnimmt. Die Schichtung wird abgebaut durch Wärmeleitung im Wasser und Konvektionsströmungen entlang der Behälterwände, die eine höhere Wärmeleitfähigkeit als stehendes Wasser aufweisen. Die zeitliche Veränderung der Temperaturverteilung im Speicher ist ein schwieriges Problem. Es spielen hier die Speichergeometrie, Isolation, eventuelle Wärmebrücken und die Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität und Dicke der Behälterwand eine Rolle. Außerdem beeinflussen der Wärmetauscher und die Höhe des Zu- und Abflusses von Wasser die Temperaturschichtung im Speicher (Untersuchungen dazu /3.8/).

Im folgenden wird mit einem einfachen Ansatz versucht, den Effekt der Schichtung in verbesserter Näherung zu beschreiben:

Es wird angenommen, daß im Speicher stets eine lineare Schichtung herrscht, d. h. die Speichertemperatur steigt von unten nach oben linear an. Der Energieinhalt ist dann eindeutig durch die mittlere Speichertemperatur als das arithmetische Mittel zwischen der Temperatur oben und unten bestimmt. Ein zusätzlicher Freiheitsgrad gegenüber dem durchmischten Speicher ist nun der Gradient der Temperatur. Die durch Wasserzapfung am Speicherkopf entnommene Wärmemenge ist:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L c_w (T_{so} - T_{kw}) \quad (3.22)$$

mit T_{so} Speichertemperatur oben

Wenn die Kollektoren dem Speicher Wärme zuführen, entsteht am Wärmetauscher sowohl am Primär- als auch am Sekundärkreis eine Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt. Diese Differenz soll auf beiden Seiten des Wärmetauschers gleich groß sein. Die Sekundärseite ist der Speicher selbst. Der (konstante) Gradient der Temperatur ist damit eindeutig festgelegt.

Es ist

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f c_f (T_{1c} - T_{2c}) \quad (3.23)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{1c} - T_{2c}}{T_{1c} - T_{su}} \quad (3.24)$$

Mit $T_c = 1/2 (T_{1c} + T_{2c})$ und $T_s = 1/2 (T_{so} + T_{su})$ wird

$$\dot{Q}_c = 2 \dot{m}_f c_f (T_{1c} - T_c) = (T_{1c} - 2 T_s + T_{so}) \quad (3.25)$$

mit T_{su} Speichertemperatur unten

Daraus folgt

$$T_{1C} = 1/(2 - \varepsilon)(2T_C - 2\varepsilon T_S + \varepsilon \cdot T_{SO}) \quad (3.26)$$

$$\text{und } \dot{Q}_C = \dot{m}_{fcf} \varepsilon / (1 - \varepsilon/2)(T_C + T_{SO} - 2T_S) \quad (3.27)$$

Die Temperatur am Kopf des Speichers ist dann

$$T_{SO} = T_S + (a' - 1)(T_C - T_S) \quad (3.28)$$

$$\text{mit } a' = \dot{m}_{fcf}(1 - \varepsilon/2)/(1 - \varepsilon) \quad (3.29)$$

In der Herleitung steckt ferner die Annahme, daß der Temperaturänderungsgrad ε konstant ist, und somit der Wärmetauscher immer im stationären Zustand ist. Dies führt dazu, daß bei schnellen Änderungen der Temperaturspitzung am Wärmetauscher, z. B. bei Einstrahlungsschwankungen, die Temperatur am Speicherkopf ebenfalls raschen und daher unrealistischen Änderungen ausgesetzt ist.

Kein Durchfluß im Solarkreis

Wird kein Wasser aus dem Speicher gezapft, werden sich die mittlere Speichertemperatur und die obere Speichertemperatur gemäß der exponentiellen Abklingkurve verändern.

Für den Fall einer Zapfung bei abgeschalteter Solarkreispumpe soll der Temperaturgradient im Speicher bei konstanter oberer Temperatur solange abnehmen bis die untere Temperatur den Wert des Kaltwasserzulaufs erreicht hat. Danach soll auch die obere Temperatur entsprechend der Zapfrate abnehmen. Physikalischer Ansatz:

$$m_S c_W \dot{T}_S + \dot{Q}_L + U_S(T_S - T_{as}) = 0 \quad (3.30)$$

$$m_S c_W \dot{T}_{SO} + 2\dot{m}_{LCW}(T_{SO} - T_{su}) + U_S(T_{SO} - T_{as}) = 0 \quad (3.31)$$

$$\text{mit } T_S = 1/2 (T_{SO} + T_{su})$$

$$\text{und } \dot{Q}_L = \dot{m}_{LCW}(T_{SO} - T_{kw}) \quad \text{für } T_{SO} < T_{ww}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{SL} \quad \text{für } T_{SO} \geq T_{ww}$$

In Bild 3.4 sind die Austrittstemperaturen für eine Wasserentnahme aus einem ideal durchmischten und einem linear stratifizierten Speicher aufgetragen. Es werden innerhalb von 4 Stunden 200 Liter Wasser aus einem Speicher mit 200 Liter Volumen gezapft, der einheitlich 50 °C

warm ist. Im Fall des ideal geschichteten Speichers bleibt die Temperatur so lange bei 50 °C bis der Speicher leer gezapft ist (Wärmeentnahme 33,4 MJ). Beim durchmischten Speicher sinkt die Austrittstemperatur exponentiell ab (Wärmeentnahme 21,6 MJ); beim linear geschichteten Speicher nach Gleichung (3.30) und (3.31) sinkt sie nicht so rasch ab (Wärmeentnahme 24,4 MJ).

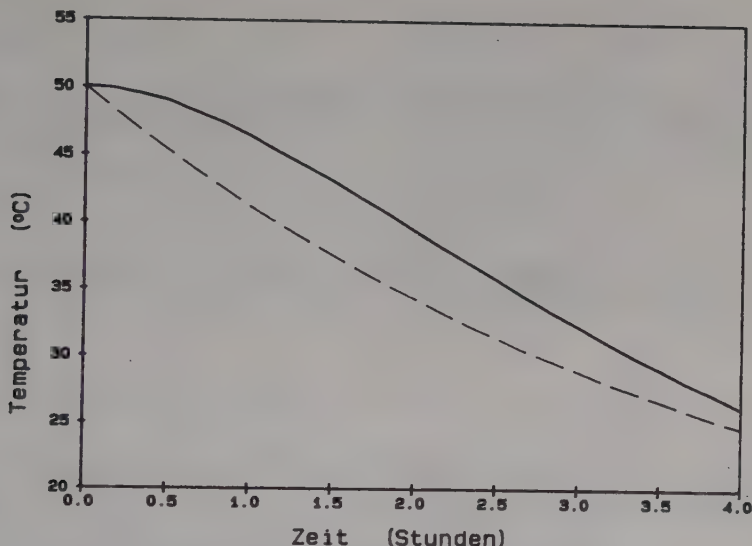


Bild 3.4: Austrittstemperatur als Funktion der Zeit

--- durchmischter Speicher
 — linear stratifizierter Speicher

Mit den Ansätzen (3.22 bis 3.31) für einen geschichteten Speicher erhält man, ebenso wie in Kapitel Fall 3.1, Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten für die einzelnen Betriebszustände. Lediglich die Koeffizienten haben sich geändert. Sie sind im Anhang 17.2 zu finden.

3.3 Geschichteter Speicher mit Relaxation

In einem realen Speicher baut sich eine gegebene Temperaturschichtung des Wassers durch Wärmeleitung und Konvektion ab. Der vertikale Temperaturausgleich folgt der Wärmeleitungsgleichung:

$$\rho c_w \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_{\text{eff}} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (3.34)$$

mit einer effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} , die die Konvektion berücksichtigt. Die Abklingkurve hat einen exponentiellen Verlauf $/3.11/$ mit einer Zeitkonstanten

$$\tau = \frac{\rho c_w h^2}{\pi^2 \lambda_{\text{eff}}} \quad (3.35)$$

Es wird daher folgender Ansatz für den Abbau der Schichtung im Behälter gemacht (ohne Zapfung):

$$\dot{m}_s c_w \dot{T}_{so} + \gamma \cdot (T_{so} - T_{su}) = 0 \quad (3.36)$$

$$\text{mit } \gamma = \frac{\pi^2 m_s}{h^2 \rho} \lambda_{\text{eff}}$$

In gleicher Weise ist beim Wärmetauscher zu berücksichtigen, daß sich die Temperaturspreizung im Wasserbehälter nicht simultan zur Temperaturspreizung im Solarkreis einstellt, sondern zeitverzögert nachfolgt.

Ansatz für den Wärmetauscher:

$$\dot{m}_s c_w \dot{T}_{so} + \dot{m}_s c_w (T_{so} - T_{1c}) = 0 \quad (3.37)$$

Dabei ist ein fiktiver Durchfluß $\dot{m}_s$ im Sekundärkreis des Wärmetauschers angenommen. Existiert ein zusätzlicher (realer) Durchfluß durch Zapfung im Speicher ändert sich die Temperatur oben im Speicher gemäß:

$$\dot{m}_s c_w \dot{T}_{so} + (\dot{m}_s + \dot{m}_L) c_w (T_{so} - T_{1c}) - (\dot{T}_{so} - \dot{T}_s) = 0 \quad (3.38)$$

Aus den Energiebilanzen in den vorkommenden Betriebsmoden resultieren wieder lineare Differentialgleichungen für die mittlere Speichertemperatur T_s , die eine dritte Ableitung nach der Zeit aufweisen, falls ein System mit Kollektorwärmekapazität betrachtet wird und ein Durchfluß im Kollektorkreis vorhanden ist. Ohne Kollektorwärmekapazität fällt die dritte Zeitableitung weg. Die Anfangsbedingungen sind die mittlere Temperatur T_s und die Temperatur T_{so} oben im Speicher, sowie die mittlere Kollektortemperatur T_c .

4. VALIDIERUNG DES SIMULATIONSMODELLS

4.1 Solare Brauchwasseranlage mit Zwangsumwälzung

Die betrachtete Anlage wurde von Mai 1982 bis Juni 1983 vom TÜV-Bayern in München Großhadern vermessen. Die Untersuchung war Teil eines Forschungsvorhabens der Stiftung Warentest, bei dem insgesamt 15 kommerzielle Solaranlagen zur Warmwasserbereitung getestet wurden /4.1-2/. Neben der Langzeitvermessung auf dem Freiluftteststand wurden Komponententests durchgeführt. Vor Beginn und nach Beendigung der 13-monatigen Meßperiode wurden die Kollektorkenndaten nach der Vorschrift DIN 4757 /4.3/ bestimmt. Die untersuchten Kollektoren waren nicht im Betriebstest eingesetzt, sondern waren separat im Leerlauf der Witterung ausgesetzt. Weiter wurden die Kennwerte der Wasserspeicher, Wärmetauscher und der elektrischen Zusatzheizungen ermittelt. Nach dem Ende des Forschungsprojekts wurde die Anlage auf dem Kollektormeßstand des Lehrstuhls Sizmann installiert und im Jahre 1985 vermessen. Das Solarsystem, in den folgenden Kapiteln auch Referenzsystem I genannt, wird von der Fa. Viessmann komplett zur Warmwasserbereitung in Einfamilienhäusern angeboten.

Beschreibung der Anlage (Referenzsystem I)

Die Anlage (Bild 4.1, Tabelle 4.1) besteht aus drei Kollektormoduln, einem 300-Liter-Wasserspeicher mit innenliegendem Wärmetauscher und elektrischem Heizstab, sowie einer Umwälzpumpe im Solarkreislauf. Die Kollektoren sind zweifach abgedeckt, 45 Grad gegen Süden angestellt

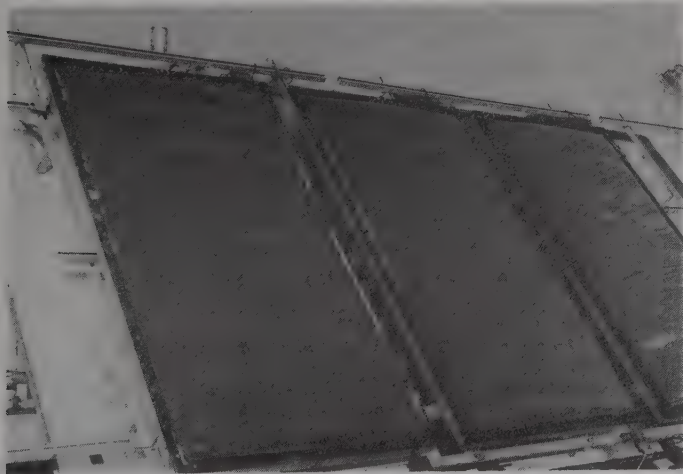


Bild 4.1: Vermessene Anlage mit Zwangsumwälzung

und parallel verschaltet. Der Elektrostab im Tank heizt ein Volumen von 125 Litern auf eine zwischen 30 und 80 °C einstellbare Solltemperatur auf. Die Steuerung der Umwälzpumpe reagiert auf die Temperaturdifferenz zwischen einem Fühler im unteren Teil des Speichers und einem Kollektorfühler, der an die Absorberfläche eines der drei Module angeklemt ist. Die Pumpe läuft an, wenn die Temperaturdifferenz einen

Tabelle 4.1: Technische Daten der Anlage

Solarkollektor:

- Bruttofläche: 2,29 m²
- Aperturfläche: 2,00 m²
- Gewicht inklusive Fluid: 24 kg/m², Rahmen: Aluminium
- Wärmeträgerfluid: PKL 300 oder Antifrogen-N/Wasser
- Fluidinhalt der Absorberplatte: 1,5 Liter/m²
- Abdeckung: zweifach abgedeckt mit gewölbtem Acrylglas (Dicke 3 mm) und Hostafan-Folie
- Absorber: mäanderförmiges Edelstahlrohr in Aluminiumplatte gepreßt mattschwarz eloxiert
- Dämmung: 35 mm Polyurethanschaum mit Aluminium kaschiert

Kollektorfeld:

- drei Kollektormodule parallel verschaltet
- Rohrleitungen:
 - Länge vom Kollektorfeldaustritt bis zum Speicher: 2,82 m
 - Länge vom Speicher bis zum Kollektorfeldeintritt: 3,93 m
 - Länge vom Kollektorfeldein- - austritt bis zu den Einzelkollektoren: Kollektor 1/2/3 : 0,47m/1,47m/1,83m
- Rohrdurchmesser: 22 mm, Wärmedämmung: 15 mm

Wasserspeicher:

- Material: Edelstahl
- Leergewicht: 102 kg
- Äußere Abmaße einschließlich Dämmung und Verkleidung:
 - Höhe: 1,7 m, Breite: 0,71 m, Länge: 0,65 m
- Volumen: 300 Liter
- Behälter: Höhe: 1,35 m, Durchmesser: 0,56 m, Oberfläche: 2,63 m²
- Bereitschaftsteil: Volumen 125 Liter, Oberfläche: 1,38 m²
- Lage der Komponenten im Speicher (vom Speicherkopf gemessen):
 - Heizstab: 0,51 m horizontal liegend
 - mittlere Höhe des Wärmeübertragers: 0,93 m
 - Temperaturfühler der Solarsteuerung: 1,35 m
 - Höhe der 12 Temperaturfühler der Meßlanze:
 - Höhe von Fühler i: 1,21 m - i 0,1 m mit i = 0,...,11
- Dämmung: 80 mm Weichschaum
- theoretischer Wärmedurchlaßkoeffizient: 0,62 W/m²K
- Heizstabelleistung: 1,5 kW
- Wärmeübertrager: vertikale Edelstahlrohrschlange
 - Heizfläche: 1,81 m², Heizwasserinhalt: 13 Liter

Steuerung:

- Temperaturdifferenz für Pumpe An: 9,5 K
 - Temperaturdifferenz für Pumpe Aus: 8,0 K
 - Leistungsaufnahme der Kollektorkreispumpe: 52 W_{el}
-

einstellbaren Sollwert überschreitet und schaltet andernfalls ab. Am Speicheraustritt des Brauchwassers ist ein Thermostatmischer mit dem Kaltwasserzulauf verbunden. Die Daten der Anlage sind in Tabelle 4.1 aufgelistet /4.4-6/. Die wichtigsten Systemparameter /4.5/, die in der Anlagensimulation verwendet wurden, sind in Tabelle 4.2 zu finden.

Tabelle 4.2: Gemessene Kenndaten (nach /4.5/)

Flachkollektor:

Optischer Konversionsfaktor η_0 : 0,727 (neuwertig)
0,67 (gealtert)

Wärmeverlustkoeffizient:

ohne Windanströmung $U_{L1} = 2,98 \text{ W/m}^2\text{K}$; $U_{L2} = 0,016 \text{ W/m}^2\text{K}^2$;
mit Wind 4 m/s $U_{L3} = 3,63 \text{ W/m}^2\text{K}$; $U_{L4} = 0,020 \text{ W/m}^2\text{K}^2$;

Stillstandstemperatur: (bei 32 °C Lufttemperatur)

ohne Windanströmung 171 °C (neuwertig)/168 °C (gealtert)
mit Wind 4 m/s 154/143 °C

Wasserspeicher:

theor. Wärmeverlustkoeffizient: 0,47 W/m²K

elektrische Verlustleistung (bezogen auf 50 °C):

1,75 W/K bzw. 1,25 W/m²K
elektrischer Nutzungsgrad: 0,814

Wärmeübertrager:

Volumenstrom: 333 Liter/h

Wärmeleistung:

3,52 kW bei 31,8 °C im Solarkreis und 18,7 °C im Speicher

Wärmeübertragungsfaktor: 268 W/K

Wärmeübertragungsfaktor bez. Eintrittstemperatur: 137 W/K

normierte Wärmeleistung bez. 40 K: 5,5 kW

Wärmetauschergüte (Temperaturänderungsgrad): 0,555 bzw. 0,392

Kurzzeitvermessung

Die Solaranlage (Referenzsystem Ia), die an der Universität München aufgebaut wurde, war nicht identisch mit der Anlage, die beim TÜV-Bayern vermessen worden war. Neben der unterschiedlichen Verrohrung gehörten andere Kollektoren zur Ausstattung. Einer der Kollektoren war beim Betriebstest des TÜV, einer beim Leerlaufstest eingesetzt worden, und der dritte Kollektor war ein Reservekollektor in neuwertigem Zustand.

Das Anlagenschema in Bild 4.2 zeigt neben der hydraulischen Verschaltung die Lage der Meßfühler. Die Fluidtemperaturen am Wärmetauscher-austritt, am Kollektoreintritt und -austritt wurden mit Pt-100-Widerständen gemessen. Die momentane Durchflußrate des Wärmeträgers, einer Antifrogen-N/Wasser-Mischung, wurde mit einem magnetisch-induktiven Durchflußmesser gemessen. Im Speicher war eine Meßblanze versenkt, die an 12 äquidistanten Punkten in der Behältermitte die Wassertemperaturen mißt. Der Speicher konnte wegen dieser Zusatzeinrichtung nur im drucklosen Zustand betrieben werden. Im Verbraucherkreis war ein

Durchflußkonstanter vor der Abzweigung zum Thermostatmischer installiert. Die Temperaturen des Wassers vor dem Eintritt in den Tank und hinter dem Thermostatmischer wurden gemessen. Die Durchflußrate im Verbraucherkreis wurde in Abständen von einigen Tagen volumetrisch bestimmt. Während der Messungen war die Nachheizung abgeschaltet.

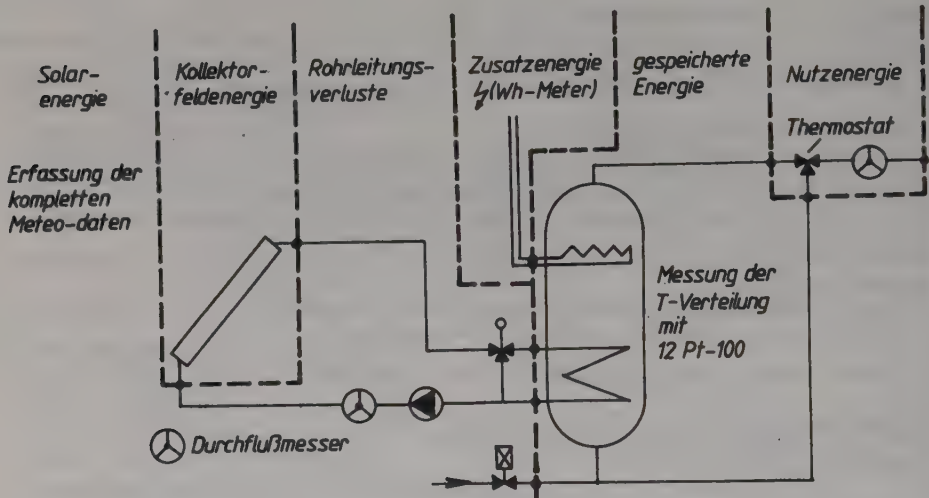


Bild 4.2: Anlagenschema mit Meßfühlerbestückung

Bei der Anlagenvermessung wurde das am Institut entwickelte MLOG-Meßprogramm eingesetzt, das in Abständen von Minuten alle physikalischen Größen aufnimmt und sie in Form von 5 oder 10-Minuten-Mittelwerten auf Diskette abspeichert. Die Zapfung wurde mit einem Magnetventil über eine Zeitschaltuhr gesteuert. Als meteorologische Größen wurden die Einstrahlung in Kollektorebene und die Umgebungstemperatur mit einer getrennten Meteorologiemessdatenerfassung aufgezeichnet. Zur Anlagensimulation wurden Meteorologie- und Anlagenmeßwerte auf eine gemeinsame Meßwertdatei übertragen.

Vergleich zwischen Rechnung und Messung

Für drei ausgewählte Betriebstage wird das Verhalten der Anlage exemplarisch vorgestellt:

Am 6.4.85 schwankt die Bestrahlungsstärke 8 Stunden lang zwischen 300 und 500 W/m² (Bild 4.3). An diesem Tag ist der Speicher am Morgen vom vorhergegangenen Tag noch 84°C heiß. Die Kollektorkreispumpe läuft von 10:00 bis 16:30 Uhr mit kurzen Unterbrechungen (Bild 4.3). Ab 12:30 werden bis 16:10 Uhr ununterbrochen insgesamt 580 Liter warmes Wasser gezapft. Dem Speicher werden davon 390 Liter Wasser entnommen, da auf Grund der hohen Austrittstemperatur kaltes Wasser von 13 °C zugemischt

wird, um eine konstante Zapftemperatur von 46°C hinter dem Thermostatmischer zu erreichen. In Bild 4.4 sind die 12 gemessenen Spei-

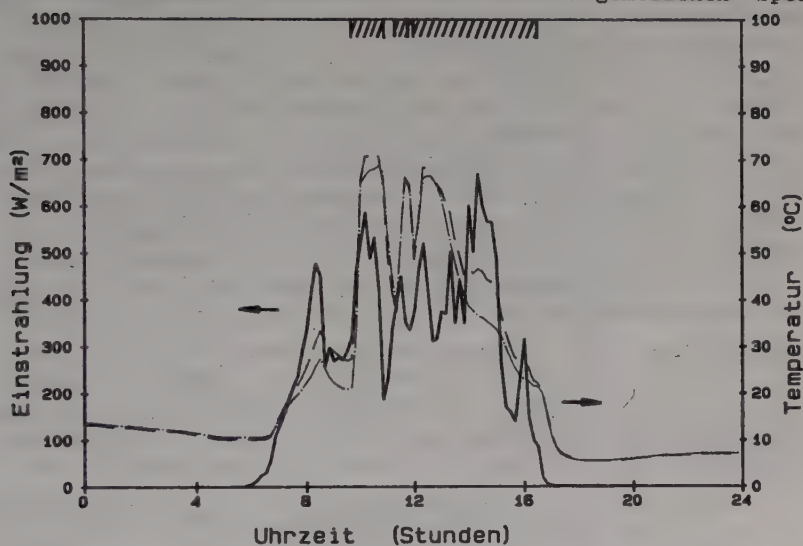


Bild 4.3: Einstrahlung und Kollektorfelddtemperaturen am 6.4.85
 V////V Laufzeit der Umwälzpumpe

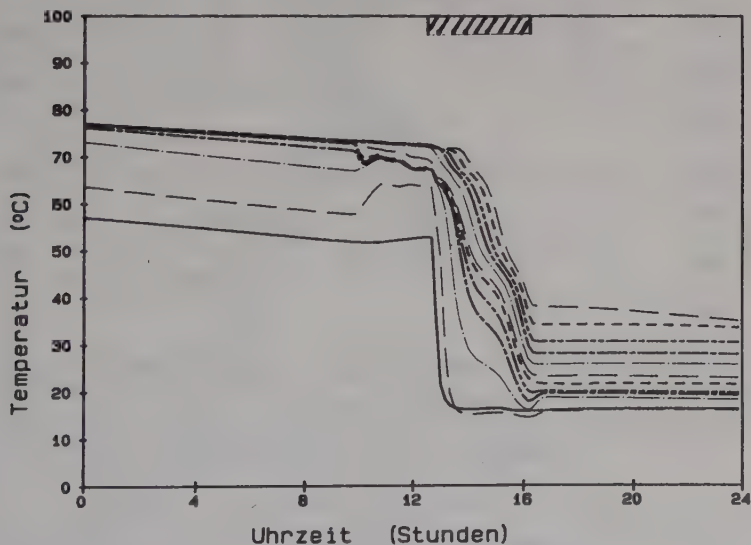


Bild 4.4: Zeitlicher Verlauf der Speichertemperaturen am 6.4.85
 V////V Warmwasserentnahme

chertemperaturen aufgezeichnet. Bei Tagesbeginn sind die Schichten 3-12 (von unten nach oben) nahezu homogen, lediglich die beiden untersten Schichten fallen in der Temperatur ab. Während des Zapfens schiebt sich eine Kaltwasserfront von unten nach oben durch den Speicher. Die Schichten 8-12, die einem Volumen von 135 Litern entsprechen, waren zu Beginn des Zapfens auf gleicher Temperatur. Dieses Volumen ist nach 80 Minuten entnommen worden. So lange bleibt die Temperatur der obersten Schicht konstant. Erst danach fällt sie bis auf 42 °C ab. Während der Wasserentnahme dominiert die Temperaturabnahme durch Zapfung gegenüber der Temperaturerhöhung durch Wärmezufuhr vom Kollektorfeld. Der letztgenannte Effekt ist jedoch ab 14:00 Uhr bei den herrschenden hohen Einstrahlungen (Bild 4.3) deutlich zu sehen. Der Kurvenverlauf der Temperaturen (außer Schicht 1 und 2) flacht ab. Nach Ende der Zapfung um 18:10 erwärmen sich die Schichten 2 bis 5 noch um einige Kelvin. Am Ende des Tages ist eine stabile Temperaturschichtung im Tank, die von 34 °C bis 12 °C reicht.

Einstrahlung und Kollektorfeldtemperaturen (Ein- und Austritt) am 18.5.85 sind in Bild 4.5 dargestellt. Etwa 6 Stunden lang bewegt sich die Einstrahlung auf einem hohen Niveau von 400 bis 700 W/m². Zu Beginn des Tages herrscht im Speicher bereits eine ausgeprägte Temperaturschichtung von 60 °C oben bis 19 °C in der untersten Wasserschicht (Bild 4.6). Von 6:00 bis 6:30 werden 50 Liter warmes Wasser entnommen.

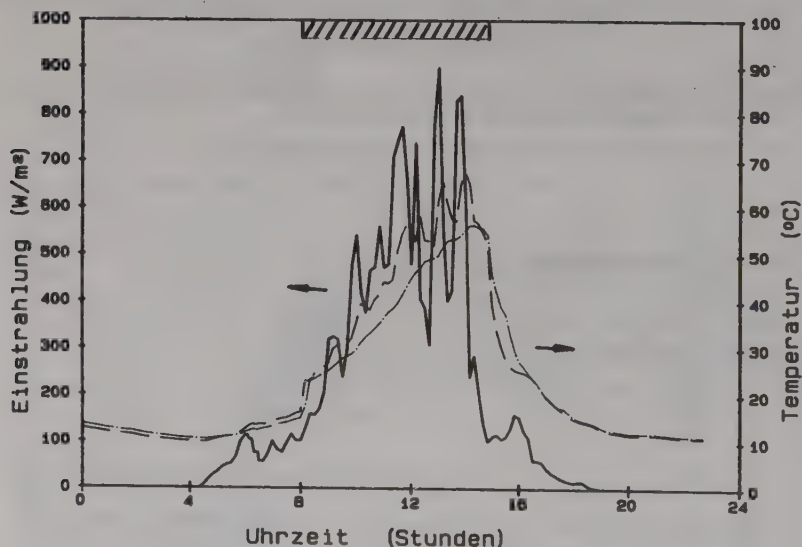


Bild 4.5: Einstrahlung und Kollektorfeldtemperaturen am 18.5.85
 ///// Laufzeit der Umwälzpumpe

Um 8:00 haben sich die Solarkollektoren so aufgewärmt, daß die Kollektorfühlerleitertemperatur um 10 K höher liegt als die Temperatur des Speicherfühlers, der ungefähr auf der Höhe von Schicht 2 liegt. Die Pumpe im Kollektorkreislauf läuft um 8:00 Uhr an (Bild 4.5). Die beiden Schichten 6 und 7, die oberhalb von Schicht 5 noch innerhalb des

Wärmetauscherbereichs liegen, sind jedoch wärmer als das Fluid, das von Kollektor kommt. Folglich werden diese Schichten vorübergehend kälter. Wärme wird diesen Schichten entnommen und an die kälteren Schichten im Wärmetauscherbereich übertragen. Solange das Wasser oberhalb des Wärmetauschers wärmer ist, bleibt dessen Temperatur von der Wärmeübertragung vom Kollektorkreislauf unberührt. Erst wenn das Wasser im und oberhalb des Wärmetauscherbereichs etwa gleich warm ist, wird der ganze Speicherinhalt nahezu homogen aufgeheizt. Lediglich die beiden untersten Schichten sind an den Wärmetauscher schlecht angekoppelt und bleiben darum deutlich kälter. In Bild 4.6 ist der Beginn der homogenen Erwärmung des Speichers gegen 13:00 Uhr erkennbar. Dieser Modus bleibt bis zum Abschalten der Umwälzpumpe um 15:00 Uhr erhalten. Um 19:00 Uhr wird erneut 45 Minuten lang gezapft und dabei 75 Liter Wasser entnommen. Dadurch stellt sich am Ende des Tages eine Temperaturschichtung ein, die fast identisch mit der zu Beginn des Tages ist.

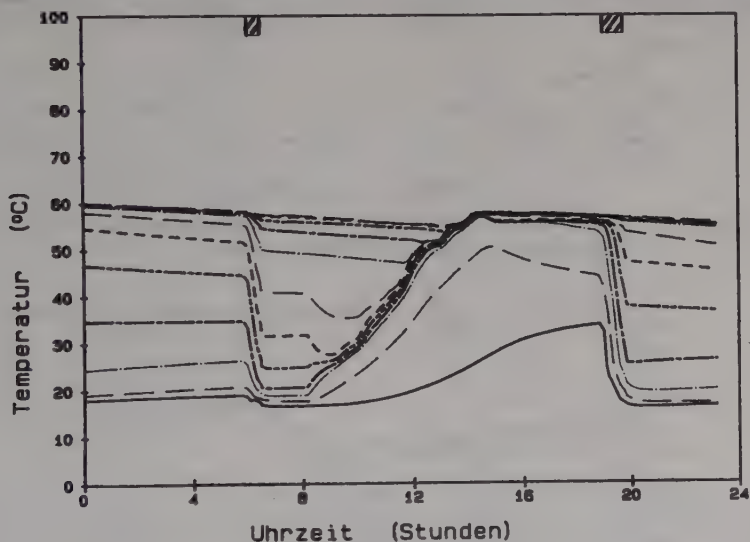


Bild 4.6: Zeitlicher Verlauf der Speichertemperaturen am 18.5.85
 \\\\\\\ Warmwasserentnahme

Der 27.5.85 ist ein klarer Tag mit vorübergehender starker Bewölkung von 15:00 bis 16:00 Uhr (Bild 4.7). Die Umwälzpumpe im Kollektorkreis schaltet sich um 7:00 Uhr ein und läuft bis um 14:00 Uhr. Die Temperaturverhältnisse im Speicher sind ähnlich wie am 18.5.85, lediglich die Temperaturspreizungen im Speicher sind größer (Bild 4.8).

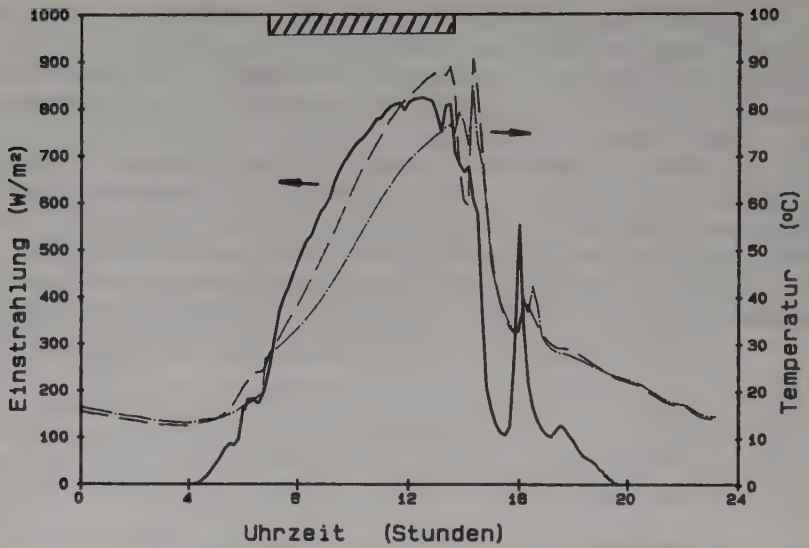


Bild 4.7: Einstrahlung und Kollektorfelddtemperaturen am 27.5.85
 ///// Laufzeit der Umwälzpumpe

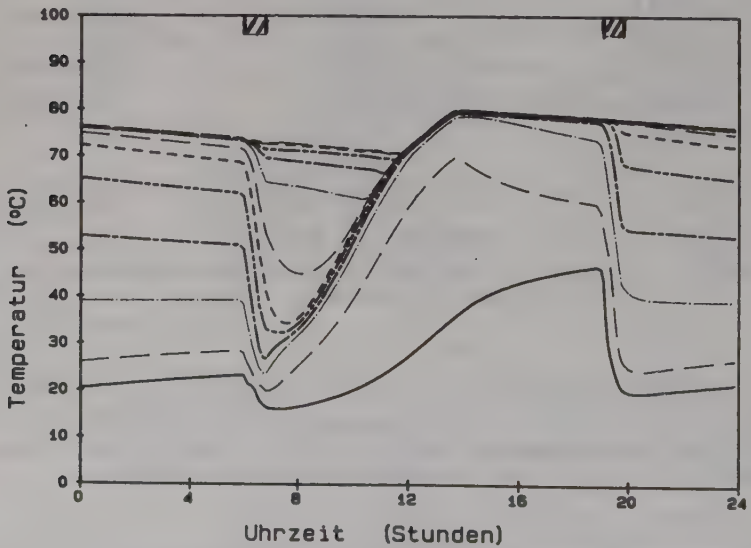


Bild 4.8: Zeitlicher Verlauf der Speichertemperaturen am 27.5.85
 ///// Warmwasserentnahme

Mit den vollständigen Datensätzen der vorgestellten Tage werden Messung und Simulation (Modell mit durchmischtem Speicher und Kollektorwärmekapazität) miteinander verglichen. Eingangsgrößen in das Rechenprogramm sind die Meßwerte der Einstrahlung und Umgebungstemperatur, die Zapfraten und Zapfzeiten mit den entsprechenden Kaltwassereintrittstemperaturen, sowie der Durchfluß im Solarkreis. Das Ein- und Ausschalten der Pumpe wird ebenfalls simuliert. Die Temperaturdifferenzen für die Steuerung werden in der Rechnung auf niedrigere Werte als in der Realität gesetzt, da im Modell die mittlere Speichertemperatur maßgebend ist, während in der tatsächlichen Anlage der Steuerungsfühler nahe am Speicherboden angebracht war.

Zu Beginn jeden Tages werden um Mitternacht die Temperaturen im Speicher und im Solarkreis aus der Messung ausgelesen und als Anfangswerte der Simulation gesetzt. Jeder Tag wird mit den gleichen Zeitschritten wie bei der Messung (hier 10 Minuten) durchgerechnet. Die verwendeten Kenndaten für die Rechnung zeigt Tabelle 4.3.

Tabelle 4.3: Kenndaten der Solaranlage (Referenzsystem Ia)

Aperturfläche:	6	m ²
Optischer Konversionsfaktor	0,71	
Kollektorwärmeverlustkoeffizient:	3,6	W/m ² K
Kollektorwärmekapazität:	20	kJ/m ² K
Wärmeverlustkoeffizient der Rohre:	0,3	W/m ² K
Wärmetauschergüte:	0,55	
Speichertankvolumen:	300	Liter
Speicherwärmeverlustkoeffizient:	0,6	W/m ² K
Warmwassersolltemperatur:	46	°C
Speicherraumtemperatur:	$T_a + 15 \text{ K}$	
Regelung Umwälzpumpe:	$\Delta T_{\text{ein}} = 2 \text{ K}, \Delta T_{\text{aus}} = 0,5 \text{ K}$	

Die Bilder 4.9 bis 4.14 zeigen die mittleren Kollektortemperaturen und die Speichertemperaturen für die drei ausgewählten Meßtage. Tabelle 4.4 listet die gemessenen und berechneten Energiemengen im System auf.

Die mittleren Kollektortemperaturen zeigen große Abweichungen zwischen Messung und Rechnung. Sie sind jedoch nicht sehr aussagekräftig. Wegen der Positionierung der Meßfühler in den Rohrleitungen ist der gemessene Wert nur dann vernünftig, wenn die Rohre durchströmt werden. Außerdem sind die Meßfühler durch Wärmeleitung und Konvektion an die Umgebungsluft oder den Speichertank angekoppelt. Während des Betriebs liegt die gemessene mittlere Kollektortemperatur prinzipiell niedriger

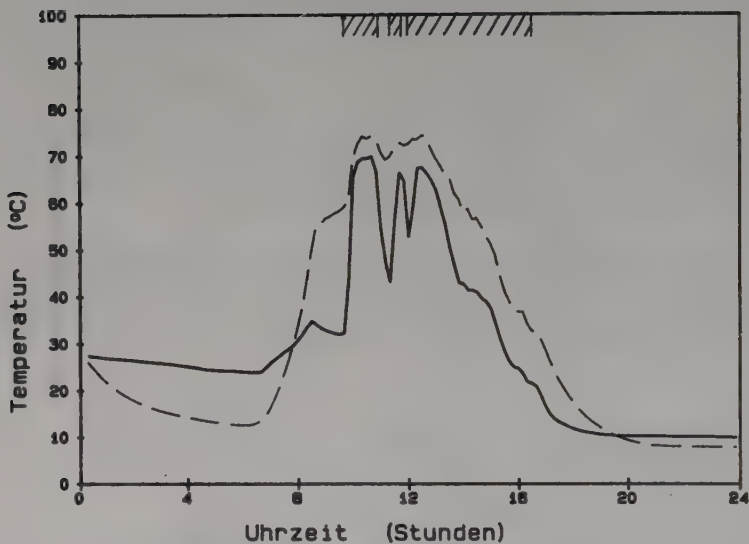


Bild 4.9: Mittlere Kollektortemperaturen am 6.4.85
 — Messung - - Simulation

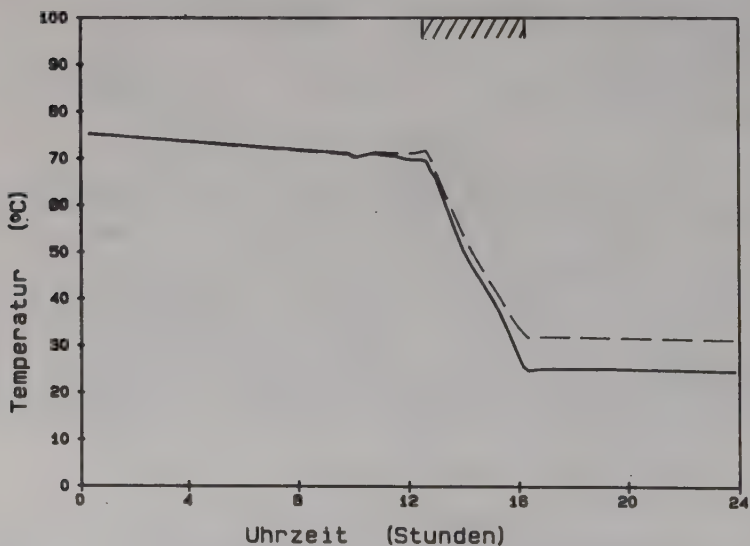


Bild 4.10: Mittlere Speichertemperaturen am 6.4.85
 — Messung - - Simulation

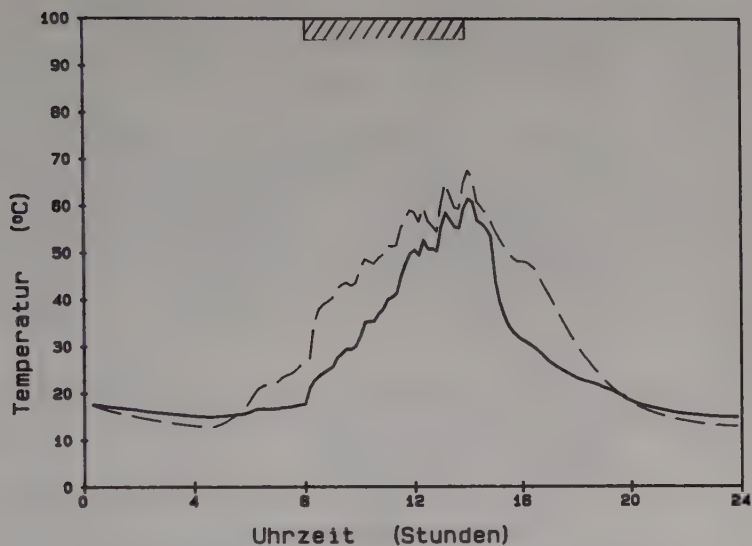


Bild 4.11: Mittlere Kollektortemperaturen am 18.5.85
 — Messung — Simulation

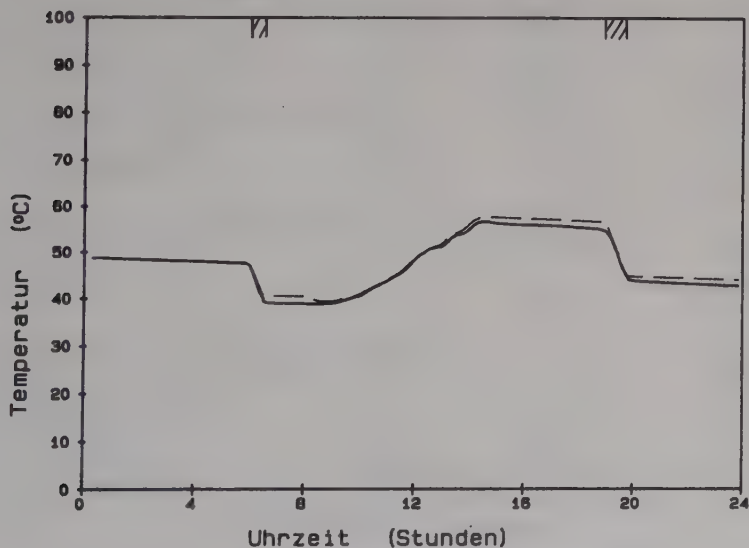


Bild 4.12: Mittlere Speichertemperaturen am 18.5.85
 — Messung — Simulation

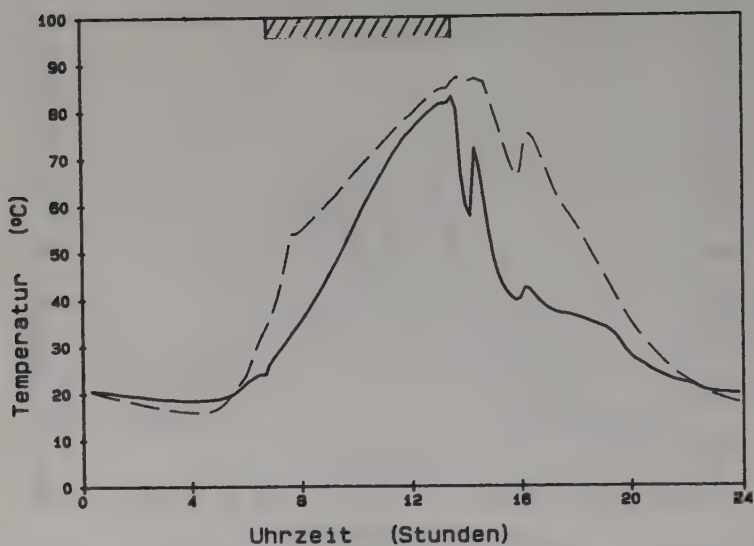


Bild 4.13: Mittlere Kollektortemperaturen am 27.5.85
 — Messung - - Simulation

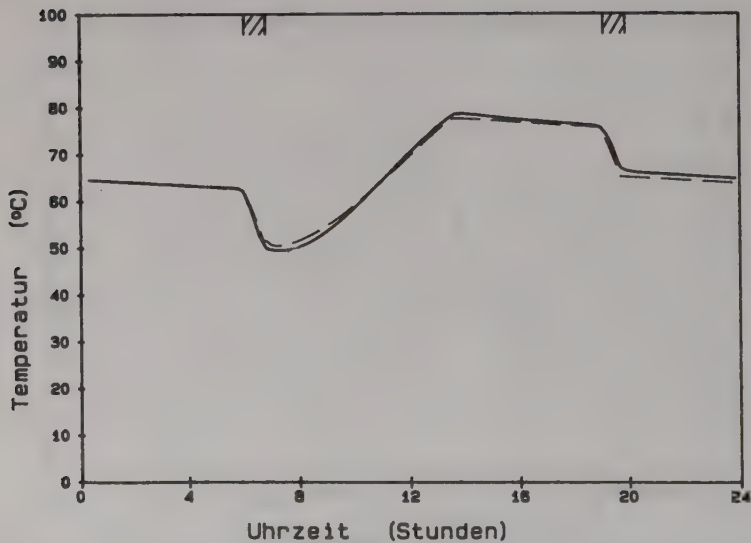


Bild 4.14: Mittlere Speichertemperaturen am 27.5.85
 — Messung - - Simulation

als der berechnete Wert. Der Grund hierfür ist die Lage des Wärmetauschers im unteren Speicherbereich. Dadurch ist die mittlere Speichertemperatur, und daran angekoppelt auch die mittlere Kollektortemperatur, deutlich niedriger als die Mitteltemperatur über den gesamten Wasserinhalt. In die Rechnung geht jedoch der letztere Wert ein.

Die Übereinstimmung der mittleren Speichertemperaturen von Messung und Rechnung ist zufriedenstellend. Abweichungen treten vor allem dann auf, wenn aus dem Speicher gezapft wird. Das Verhalten des durchmischten Speichers ist dem Verhalten eines geschichteten Speichers während der Wasserentnahme gleich, so lange die mittlere Temperatur oberhalb der Warmwassersolltemperatur liegt. Im anderen Fall wird aus einem geschichteten Speicher stets mit höherer Temperatur als die Speichermitteltemperatur gezapft. Die entnommene Wärmemenge ist damit größer als beim durchmischten Speicher, die mittlere Temperatur damit niedriger.

Tabelle 4.4: Ergebnisse Messung - Rechnung

Datum	6.4.85 wechselhaft	18.5.85 wechselhaft	27.5.85 klar
Einstrahlung (MJ/m^2)	12,52	12,69	21,74
Umgebungstemperatur ($^{\circ}\text{C}$)	11,64	14,62	20,84
Umgebungstemperatur (6-18 Uhr)	13,01	16,55	23,53
Messungen:			
Solarenergie in Speicher(MJ/m^2)	2,69	3,58	6,33
genutzte Wärme (MJ/m^2)	11,06	3,65	4,61
Speichertemperatur ($^{\circ}\text{C}$):			
oben am Tagesanfang	77,06	60,01	70,86
unten am Tagesanfang	63,62	19,19	19,54
Mittel am Tagesanfang	75,16	48,69	64,51
oben am Tagesende	35,07	55,26	74,85
unten am Tagesende	16,08	17,10	26,26
Mittel am Tagesende	24,58	42,64	64,76
Modellrechnung (durchmischter Speicher):			
Solarenergie in Speicher(MJ/m^2)	2,89	3,85	6,61
genutzte Wärme (MJ/m^2)	10,58	3,87	4,52
Speichertemperatur ($^{\circ}\text{C}$):			
am Tagesende	31,19	43,89	63,70
Modellrechnung (geschichteter Speicher):			
Solarenergie in Speicher(MJ/m^2)	2,91	3,91	6,80
genutzte Wärme (MJ/m^2)	10,80	4,05	4,75
Speichertemperatur ($^{\circ}\text{C}$):			
oben am Tagesende	30,71	49,54	76,06
unten am Tagesende	29,87	37,67	57,50
Mittel am Tagesende	30,29	43,60	63,20

Dieselben Tage wurden mit dem Modell des linear geschichteten Speichers berechnet. Die Ergebnisse liegen geringfügig näher an den Meßwerten als beim Modell des durchmischten Speichers (Tabelle 4.4). Es lassen sich nun Meß- und Rechenwerte der Temperaturen oben und unten im Speicher miteinander vergleichen. Die Bilder 4.15, 4.17 und 4.19 zeigen die höchsten Speichertemperaturen. Wie vom Modell her zu erwarten reagieren die Temperaturen sofort auf jede Zapfung oder Änderung des Status der Kollektorkreispumpe. Dagegen reagieren die Meßwerte erst dann, wenn eine Temperaturfront von unten nach oben durchgeschoben wird. Bei den unteren Speichertemperaturen (Bild 4.16, 4.18 und 4.20) liegen die Meßwerte deutlich unterhalb der Rechenwerte. Dies

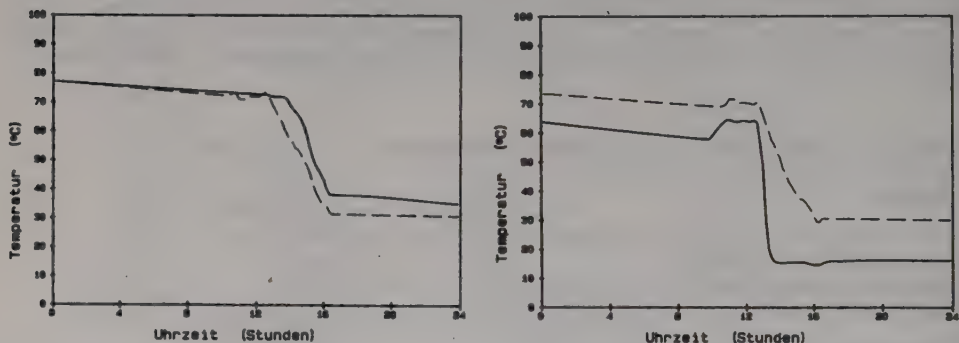


Bild 4.15/4.16: obere und untere Speichertemperaturen am 6.4.85
 — Messung — Simulation

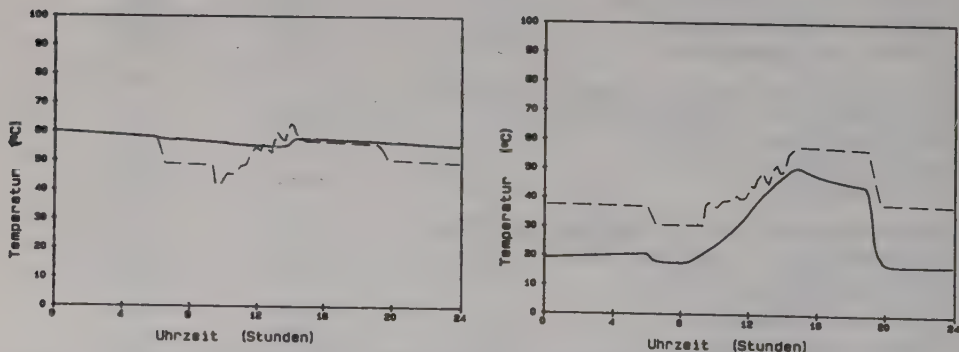


Bild 4.17/4.18: obere und untere Speichertemperaturen am 18.5.85
 — Messung — Simulation

ist einmal auf das Rechenmodell, zum größten Teil jedoch auf die schlechte Ankopplung der untersten Schichten im Speicher an den Wärme-

tauscher (siehe auch Bild 4.4, 4.6 und 4.8) zurückzuführen.

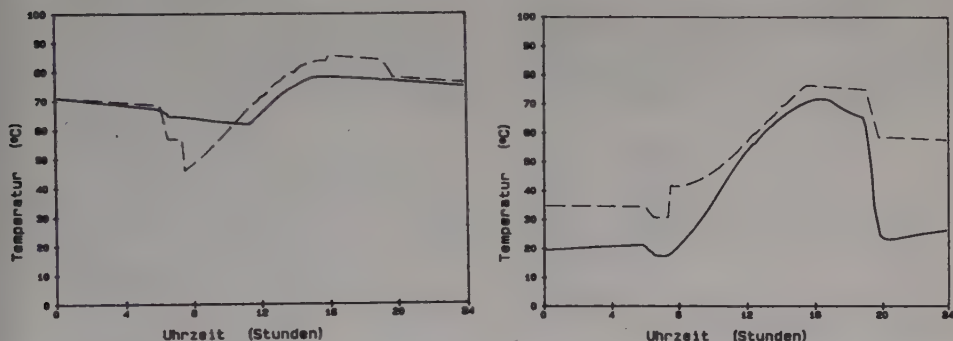


Bild 4.19/4.20: obere und untere Speichertemperaturen am 27.5.85
 — Messung — Simulation

Langzeitvermessung

Während der Langzeitvermessung 1982/83 wurden folgende Größen gemessen und als Tagesmittelwerte abgespeichert:

- Globalstrahlungssumme in Kollektorebene und auf die Horizontale
- Diffusstrahlungssumme auf die Horizontale
- Sonnenscheindauer
- Umgebungslufttemperatur
- Niederschlag
- Raumtemperatur im Speicherraum
- Zapfzeit

Folgende Größen waren als Wochenmittelwerte zugänglich:

- Zapfgeschwindigkeit
- entnommene Wassermenge
- Durchflußmenge im Solarkreis
- Laufzeit der Umwälzpumpe im Solarkreis
- Entnommene Wärmeenergie aus dem Speicher
- Solarenergie in den Speicher incl. Rohrleitungsverluste
- Elektrische Energie in den Speicher
- Verlustwärme des Speichers

Während der ersten Testmonate war kein reibungsloser Betrieb möglich /4.7-8/. Es wurden in den einzelnen Wochen stark unterschiedliche Wassermengen entnommen. Für den Vergleich zwischen Messung und Rechnung wurden die letzten 26 Wochen des Tests, also genau ein halbes Jahr, verwendet. Während dieser Zeit sind lediglich an einer Woche Sonderversuche mit stark erhöhten Zapfmengen durchgeführt worden,

ansonsten blieb die wöchentliche Zapfmenge bis auf $\pm 3\%$ konstant (Bild 4.21). Während des Tests wurden von Dienstag bis Sonntag täglich etwa 150 Liter entnommen, am Montag wurde ein sogenannter Badetag mit 340 Litern Zapfvolumen eingelegt. Das Zapfprofil ist in Bild 4.22 dargestellt. Die Wochenwerte genutzten Energiemengen und die mittleren Temperaturdifferenzen zwischen Kaltwasserzulauf- und Warmwassertemperatur waren ebenfalls hinreichend konstant (Bild 4.23).

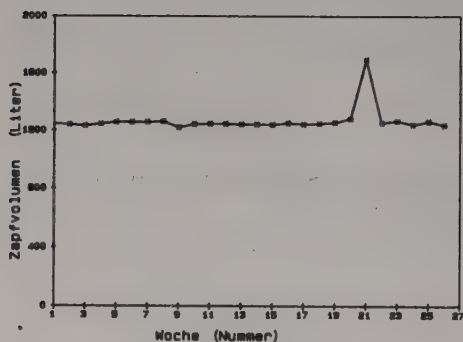


Bild 4.21: Zapfvolumina

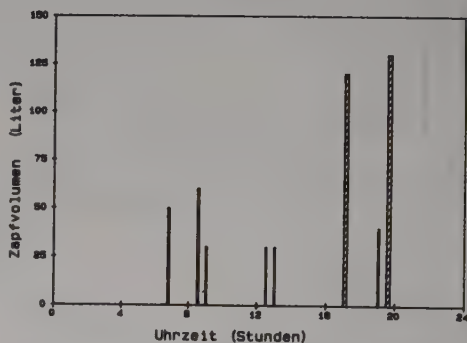


Bild 4.22: Tägliches Zapfprofil
 Badetag

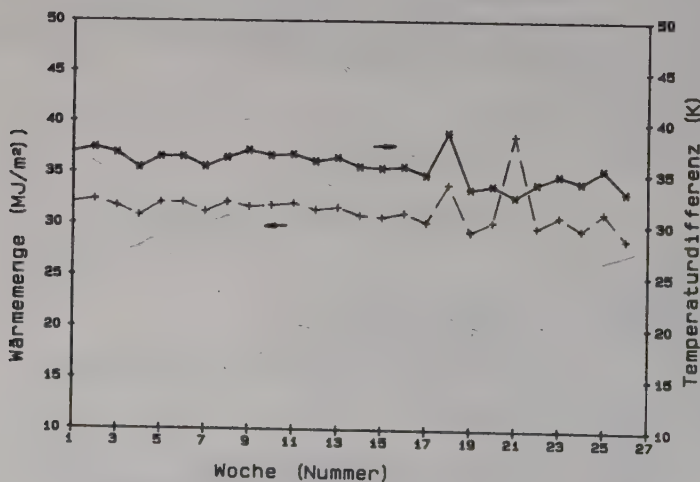


Bild 4.23: Genutzte Wärmemengen und Temperaturdifferenzen

Tabelle 4.5: Kenndaten der Solaranlage (Referenzsystem Ib)

Aperturfläche:	6	m ²
Optischer Konversionsfaktor	0,71	
Kollektorwärmeverlustkoeffizient:	3,6	W/m ² K
Kollektorwärmekapazität:	20	kJ/m ² K
Wärmeverlustkoeffizient der Rohre:	1,0	W/m ² K
Wärmetauschergüte:	0,36	
Speichertankvolumen (Solarteil):	175	Liter
Speicherwärmeverlustkoeffizient:	0,333	W/m ² K
Volumen des Bereitschaftsteils:	125	Liter
Wärmeverlustkoeffizient:	0,3	W/m ² K
Entnommene (mittlere) Wassermenge:	180	Liter/Tag
Warmwassersolltemperatur:	50,65	°C
Kaltwasserzulauftemperatur:	15	°C

Vergleich zwischen Messung und Rechnung

In das Simulationsmodell wurden die Einstrahlung, Außenlufttemperatur und Raumtemperatur, sowie die Zapfmengen unter Berücksichtigung des täglichen und wöchentlichen Zapfprofils eingegeben. Bild 4.24 zeigt die Tagessummen der Einstrahlung im betrachteten Zeitraum. Das Modell nimmt einen sinusförmigen Strahlungsverlauf an und berechnet Temperaturen und Wärmemengen im System. Die verwendeten Kenndaten sind in Tabelle 4.5 aufgelistet.

Es wurden folgende Rechenläufe gemacht:

- a) Tageswerte der Einstrahlung und Umgebungstemperatur
Zapfung 180,7 Liter/Tag konstant über Tag und Woche
Speicherraumtemperatur 7,5 K über Umgebungstemperatur

Rechenergebnis 3,7 % unter Meßergebnis;
maximale Abweichung in einer Woche: 11%

- b) Tageswerte der Einstrahlung und Umgebungstemperatur
Zapfung 150,3 Liter/Tag außer Badetag 341,2 Liter/Tag
Zapfprofil: 6:00-7:00 Uhr: 32%; 12:00-13:00 Uhr: 32%
18:00-19:00 Uhr: 36 %
Speicherraumtemperatur wie gemessen (Wochenwerte)

Rechenergebnis 2,0 % unter Meßergebnis;
maximale Abweichung in einer Woche: 17%

- c) Tageswerte der Einstrahlung und Umgebungstemperatur
Zapfung 150,3 Liter/Tag außer Badetag 341,2 Liter/Tag
Zapfprofil: 6:00-7:00 Uhr: 32%; 12:00-13:00 Uhr: 32%
18:00-19:00 Uhr: 36 %
Speicherraumtemperatur wie gemessen (Wochenwerte)
Umgebungstemperatur 2 K höher als Tagesmitteltemperatur

Rechenergebnis 3,0 % unter Meßergebnis;
maximale Abweichung in einer Woche: 12%

- d) Tageswerte der Einstrahlung und Umgebungstemperatur
 Zapfung 150,3 Liter/Tag außer Badetag 341,2 Liter/Tag
 Zapfprofil: 6:00-7:00 Uhr: 32%; 12:00-13:00 Uhr: 32%
 18:00-19:00 Uhr: 36 %
 Temperaturdifferenzen: Warmwasser-Kaltwasser wie gemessen
 Speicherraumtemperatur wie gemessen (Wochenwerte)
 Umgebungstemperatur 2 K höher als Tagesmitteltemperatur

Rechenergebnis 2,2 % unter Meßergebnis; (Bild 4.25)
 maximale Abweichung in einer Woche: 7%

- e) Wochenwerte der Einstrahlung und Umgebungstemperatur
 Zapfung 150,3 Liter/Tag außer Badetag 341,2 Liter/Tag
 Zapfprofil: 6:00-7:00 Uhr: 32%; 12:00-13:00 Uhr: 32%
 18:00-19:00 Uhr: 36 %
 Temperaturdifferenzen: Warmwasser-Kaltwasser wie gemessen
 Speicherraumtemperatur wie gemessen (Wochenwerte)
 Umgebungstemperatur 2 K höher als Tagesmitteltemperatur

Rechenergebnis 4,1 % unter Meßergebnis;
 maximale Abweichung in einer Woche: 16%

- f) 4-Wochenwerte der Einstrahlung und Umgebungstemperatur
 Zapfung 178,4 Liter/Tag konstant über Tag und Woche
 Temperaturdifferenzen: Warmwasser-Kaltwasser konstant
 Speicherraumtemperatur wie gemessen (4-Wochenwerte)
 Umgebungstemperatur 2 K höher als Tagesmitteltemperatur

Rechenergebnis 0,3 % unter Meßergebnis;
 maximale Abweichung in einer Woche: 6%

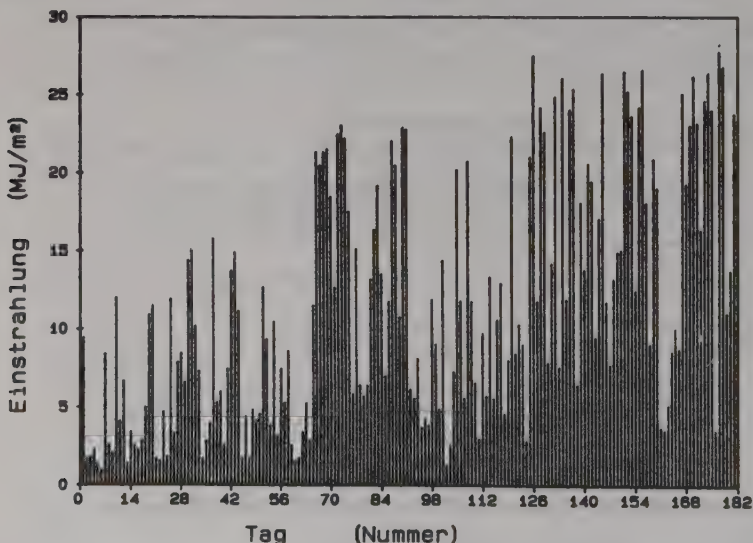


Bild 4.24: Tagessummen der Einstrahlung von Dezember 82 bis Juni 83

In Bild 4.25 sind die Wochenwerte der gemessenen und berechneten (Fall d)) Zusatzenergie aufgetragen. Größere Abweichungen sind in den Wochen 1, 5, 9 und 21 zu erkennen. In Woche 21 wurden die Sonderversuche gefahren. In Woche 5 konnte eine fehlerhafte Aufzeichnung der Meßwerte nachgewiesen werden. In den anderen Fällen ist die Übereinstimmung zufriedenstellend. Die Solarenergieerträge sind nicht vergleichbar wegen der Rohrleitungsverluste, die in der Messung, nicht jedoch in der Rechnung enthalten sind.

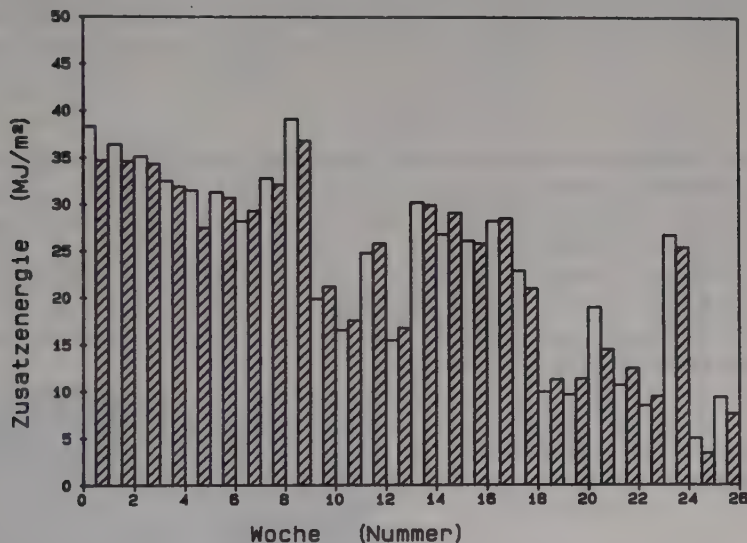


Bild 4.25: Wochenwerte der Zusatzenergie für ein halbes Jahr
 Messung Simulation

4.2 Solare Brauchwasseranlage mit Thermosiphon-Prinzip

Das untersuchte System ist eine Komplettanlage, die von der Firma Stiebel-Eltron in Griechenland gefertigt wird (Bild 4.26). Nach dem Thermosiphon-Prinzip arbeitende Anlagen werden besonders in den Mittelmeerländern eingesetzt, da sie keine Umwälzpumpen oder Steuerungen benötigen und somit kostengünstig zu produzieren, einfach zu installieren und zu betreiben sind.

Beschreibung der Anlage (Referenzsystem II)

Der Wasserspeicher ist unmittelbar oberhalb eines Kollektormoduls mit 2 m² Aperturfläche montiert (technische Daten in Tabelle 4.6). Der Solarkollektor ist zweifach abgedeckt mit bombiertem Plexiglas außen und einer Hostaphan-Folie innen. Er ist 45 Grad gegen Süden geneigt. Die Absorberplatte aus Stahlblech ist elektrostatisch mit nichtselektiver, schwarzer Farbe beschichtet. Die 29 Fluidkanäle verteilen sich gleichförmig über die Oberfläche, so daß 95 % des Absorbers vom Fluid benetzt werden. Die Verbindung zwischen Kollektoraustritt und Wärmetauschereintritt ist ein Schlauch mit 20 mm Innendurchmesser, der mit einer 9 mm Wärmedämmung aus Armaflex isoliert ist.

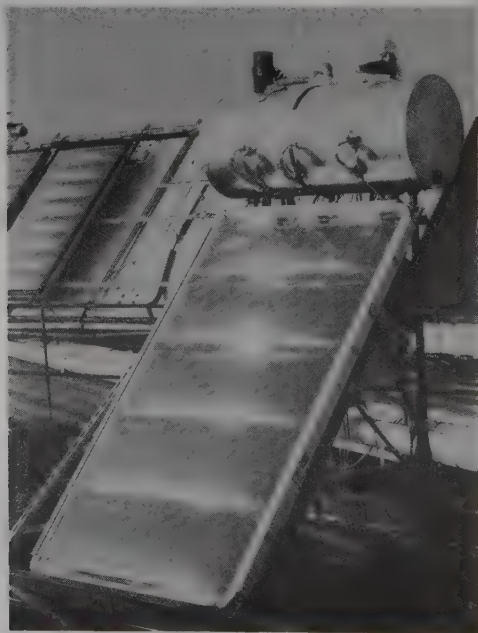


Bild 4.26: Photo der Thermosiphonanlage

Der Wasserspeicher faßt ein Volumen von 106 Litern und ist als liegender Zylinder montiert. Die Anlage ist als Zweikreisssystem ausgeführt, um sie in Gegenden mit Frostwetter oder hartem Wasser einsetzen zu können. Der Wärmetauscher darf bei einer Thermosiphon-Anlage der Strömung nur einen geringen Widerstand entgegenstellen, da der resultierende Antriebsdruck für die Strömung klein, in der Größenordnung 100 Pa, ist. Gleichzeitig wird eine große Tauscheroberfläche gefordert, um bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen den Fluidkreisen große Leistungen übertragen zu können. Der eingebaute Doppelmantelwärmetauscher erfüllt diese Forderungen. Das vom Kollektor kommende heiße Fluid wird von unten durch den Speicher geführt und an der Oberseite in den Doppelmantel eingespeist. An der diagonal gegenüberliegenden Unterseite tritt es wieder aus und fließt von dort zum Kollektor zurück. Der Kaltwasserzulauf ist unten im Speicher auf der Seite des

Tabelle 4.8: Technische Daten der Solaranlage /4.9-10/

Solarkollektor:

Absorber:

- Oberfläche: 2,0 m²
- Maße: 1960 x 1020 x 17 mm
- Gewicht: 27 kg
- Arbeitsdruck: 0,25 MPa bei einem Maximaldruck von 0,35 MPa
- Material: Stahl nach DIN 1541 RQ ST-0,8 mit 0,8 mm Dicke

Äußere Abdeckung:

3mm dickes PMMA-Plexiglas-XT

Innere Abdeckung:

50 um PETP-Hostaphan-Folie BN 50 um

Wärmedämmung:

Steinwolle, Wärmeleitfähigkeit 0,04 W/mK
40 mm an den Seiten, 20 mm an der Rückseite

Gesamtdaten:

- Nutzoberfläche: 2,00 m²
- Außenmaße: 2080 x 1140 x 130 mm
- Nettogewicht: 50 kg
- Fluidinhalt: 3,7 Liter
- Leerlauftemperatur: 160 °C

Speicher:

- Inhalt: 105,9 Liter
- Außenmaße: Länge: 1130 mm; Durchmesser: 500 mm
- Betriebsüberdruck: 0,6 MPa
- Prüfüberdruck: 1,3 MPa
- Wärmetauscher: Doppelmantel, Fluidinhalt: 12,0 Liter
- Leergewicht: 75 kg

Wärmetauscherauslaufs. Ein Prallblech soll sicherstellen, daß sich das eintretende Wasser unten im Speicher verteilt und die Temperaturschichtung im Speicher nicht zerstört. Die Austrittsöffnung für das warme Wasser ist auf der Seite des Wärmetauschereinflaßs. Zum Schutz gegen Korrosion ist der Behälter innen emailliert und zusätzlich ein Magnesiumstab als Opferanode montiert. Ein Flansch an der rechten Speicherseite erlaubt die Montage eines elektrischen Heizschwertes.

Vermessung der Anlage

Die Thermosiphonanlage wurde von Mitte 1985 bis Mitte 1986 auf dem Solaranlagenmeßstand der Universität München vermessen /4.10/. Bild 4.27 zeigt den hydraulischen Aufbau des Experiments. Der Kaltwasserzulauf des Speichers ist über ein Rückschlagventil an die Hauswasserversorgung angeschlossen. Auf der warmen Seite des Speichers sorgt ein Thermostاتمischer für eine konstante Temperatur von 45 °C am Warmwasseraustritt. Ein Magnetventil hinter dem Mischer steuert die Zapfung, die von dem folgenden Durchflußkonstanter auf einer Rate von 3 Liter/Minute gehalten wird.

Die Anlage wurde Anfang November mit dem frostsicheren Kollektormeßstand verbunden, da die Kaltwasserleitung ungedämmt und teilweise schwer zugänglich ist. Als Wärmeträger diente ein 30%-iges Antifrogen-N/Wassergemisch, das an der Vorlaufleitung mit einem Druck von 0,25 MPa zur Verfügung steht. Das aus dem Speicher entnommene Fluid wird der Rücklaufleitung des Meßstandes zugeführt.

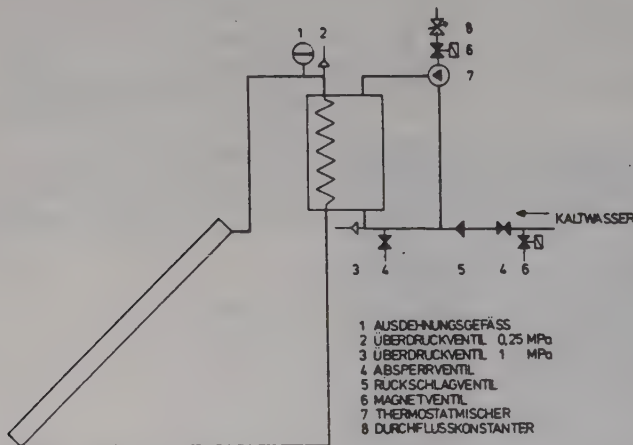


Bild 4.27: Hydraulisches Schema der Thermosiphonanlage /4.10/

Während der Untersuchung wurden die solare Bestrahlungsstärke in Kollektorebene G und die Umgebungslufttemperatur als meteorologische Eingangsgrößen gemessen (Bild 4.28). Meßfühler für die Fluidtemperaturen am Kollektoreintritt und -austritt waren kalibrierte Pt-100 Widerstände.

Der Massendurchsatz im Solarkreislauf wurde mit einem magnetisch-induktiven Durchflußmesser, der einen vernachlässigbar kleinen Strömungswiderstand verursacht, ermittelt. Zur Bestimmung der Wassertemperaturen im Speicher während des Betriebs wurden 4 Temperaturfühler in gleichen Abständen von 96 mm über die Speicherhöhe verteilt.

Der elektrische Heizstab wurde dazu entfernt und durch die Speicher-sonde ersetzt. Aus den gemessenen Temperaturen kann man über die Volumenanteile der einzelnen Schichten eine mittlere Speichertemperatur berechnen. Ferner wurden die Temperaturen am Kaltwassereintritt, am Speicheraustritt und am Warmwasseraustritt, also hinter dem Thermostatmischer, gemessen. Die Zapfmenge wurde mit einem handelsüblichen Ringkolbenzähler gemessen. Dieser war mit einer Reflexionslichtschranke ausgerüstet, um ein für den Prozeßrechner verwertbares Signal in Form von Impulsen zu erhalten. Die Auflösung betrug 6,75 ml pro Puls. Als weitere Temperatur wurde die Wärmetauscheraustrittstem-

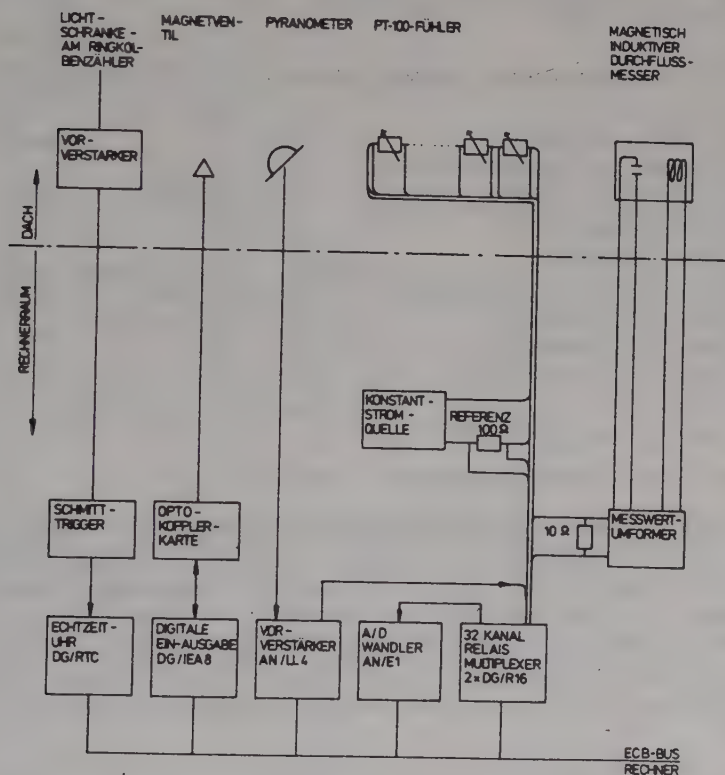


Bild 4.28: Schema der Meßdatenerfassung /4.10/

peratur gemessen. Die Wärmetauschereintrittstemperatur entspricht wegen der kurzen Verbindung zwischen Kollektoraustritt und Wärmetauschereintritt der Kollektoraustrittstemperatur.

Die Meßdatenerfassung war die gleiche, wie in Kapitel 4.1 dargestellt. Es wurde ebenfalls das Meßdatenerfassungsprogramm MLOG verwendet, welches allerdings erweitert werden mußte, um das simulierte Verbraucherverhalten zu steuern. Es wurden täglich 100 Liter Wasser entnommen, und zwar um 7 Uhr morgens 35 Liter, um 12 Uhr mittags 30 Liter und um 19 Uhr abends 35 Liter. Die Meßwerte wurden alle 30 Sekunden abgerufen und als 2,5-Minuten-Mittelwerte auf Diskette abgespeichert.

Auswertung der Messungen

Die Kenndaten der Solaranlage, die aus den Messungen bestimmt wurden /4.10/, sind in Tabelle 4.7 aufgelistet.

Tabelle 4.7: Kenndaten der Thermosiphonanlage (Referenzsystem II)

Aperturfläche:	2	m ²
Optischer Konversionsfaktor	0,73	
Kollektorwärmeverlustkoeffizient:	4,5	W/m ² K
Kollektorwärmekapazität:	17	kJ/m ² K
Wärmeverlustkoeffizient der Rohre:	0,3	W/m ² K
Wärmetauschergüte:	0,89	
Speichertankvolumen:	116	Liter
(inklusive Wärmekapazität des Behälters, auf Fluidinhalt umgerechnet)		
Speicherwärmeverlustkoeffizient:	0,725	W/m ² K
Entnommene Wassermenge:	100	Liter/Tag
Warmwassersolltemperatur:	42	°C
Kaltwasserzulauftemperatur:	8	°C

Durchfluß im Thermosiphonsystem

Der Durchfluß einer Thermosiphonanlage ist durch das Gleichgewicht zwischen Auftriebsdruck und Druckverlust durch Reibung bestimmt. Um ihn rechnerisch simulieren zu können, muß neben der Temperaturverteilung im Solarkreis der (durchflußabhängige) Strömungswiderstand bekannt sein. Es wurde versucht aus den Meßdaten eine Gleichung für den Durchfluß in Abhängigkeit von den herrschenden Temperaturen abzuleiten /4.10/. Mit den gemessenen Volumendurchsätzen $\dot{v}$ und den dazugehörigen berechneten Auftriebsdrücken Δp_a wurden mit multilinearer Regression die Konstanten A und B im Ansatz für den Druckabfall bestimmt:

$$\Delta p_a = A g(T_f) \cdot \nu(T_f) \cdot \dot{v} + B g(T_f) \dot{v}^2 \quad (4.1)$$

Es wurden die Werte $A = 3,51 \cdot 10^9 \text{ m}^{-3}$ und $B = 5,96 \cdot 10^7 \text{ m}^{-4}$ gewonnen. Die Standardabweichung der Lösung beträgt 3,06 Pa bei einem mittleren Δp_a von ca. 110 Pa, der mittlere Fehler für A ist 2 % und für B 2 %. Anschaulich entspricht bei einem Rohr von 19 mm Innendurchmesser A einer Rohrlänge von etwa 11 m und B etwa 50 90-Grad Bögen.

Vergleich zwischen Messung und Rechnung

Drei Tage mit unterschiedlichen Strahlungsprofilen (Bild 4.29 bis 4.31 zeigen die Einstrahlung zusammen mit Eintritts- und Austrittstemperatur des Fluids am Kollektor) wurden ausgewählt. In das Simulationsmodell wurde die empirisch hergeleitete Beziehung für die Durchflußrate im Kollektorkreis eingefügt. Das Modell enthielt Kollektorwärmekapazität und einen durchmischten Speicher.

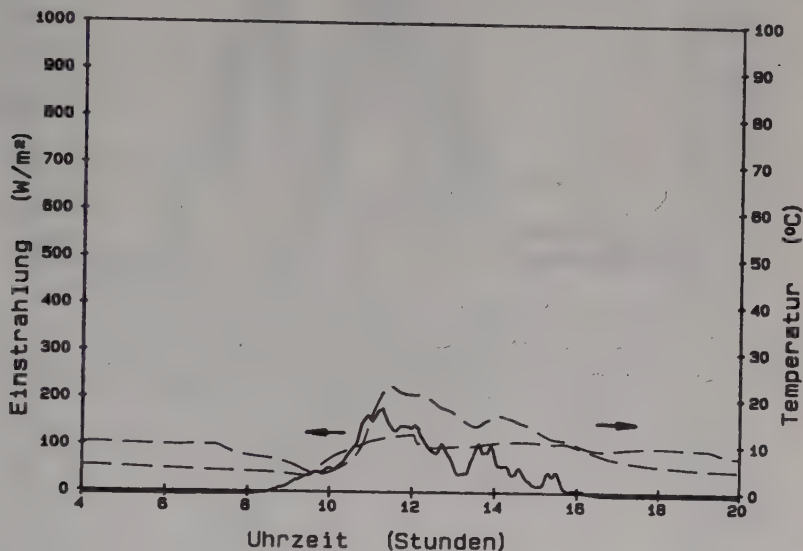


Bild 4.29: Einstrahlung und Kollektortemperaturen am 28.12.85

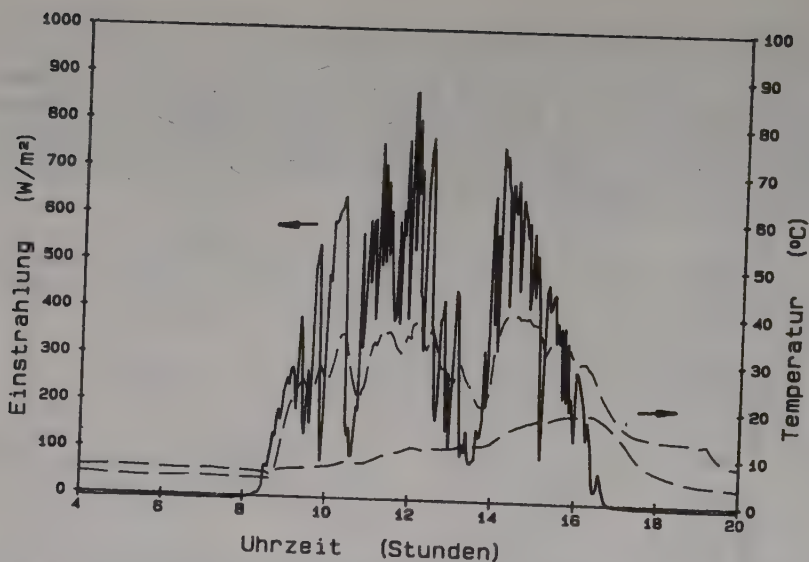


Bild 4.30: Einstrahlung und Kollektortemperaturen am 20.1.86

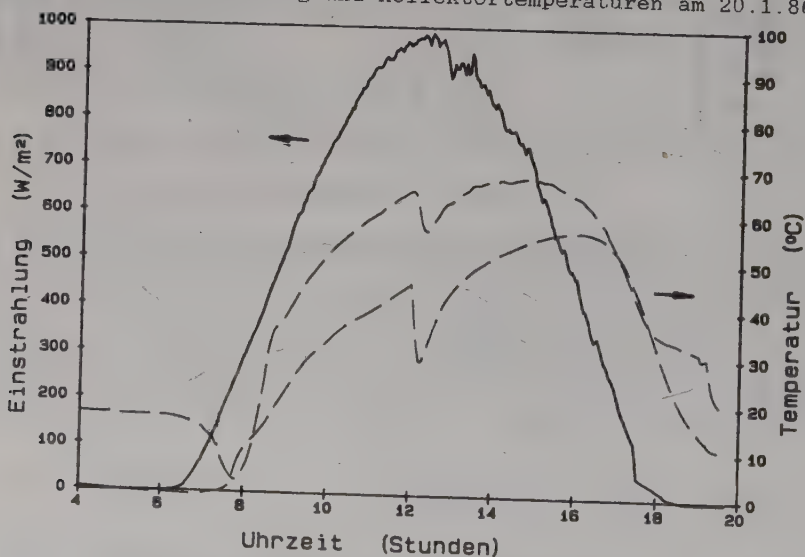


Bild 4.31: Einstrahlung und Kollektortemperaturen am 19.3.86

Die Bilder 4.32 bis 4.37 zeigen die Ergebnisse von Messung und Rechnung für den 20.1.86 und den 19.3.86. Es sind jeweils die mittleren Speichertemperaturen und Kollektortemperaturen, sowie die momentane

Durchflußrate dargestellt. Die mittlere Kollektortemperatur ist allerdings nur dann relevant, wenn im Solarkreis ein Durchfluß größer Null

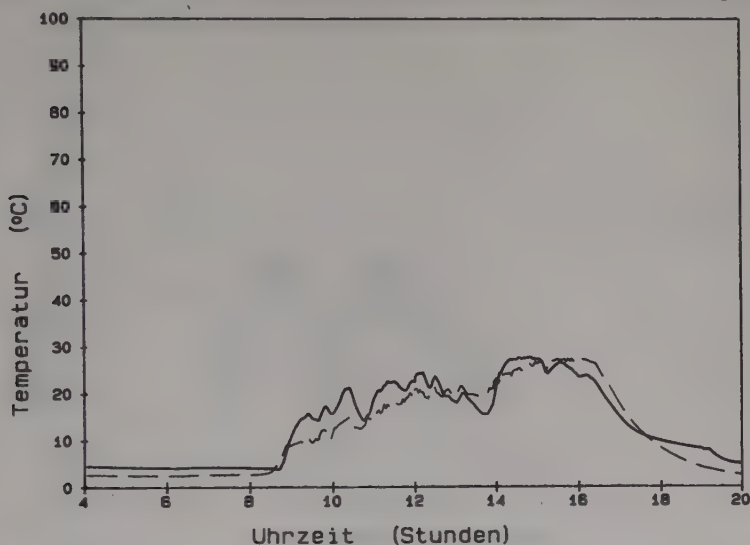


Bild 4.32: Mittlere Kollektortemperaturen am 20.1.86
 — Messung - - Simulation

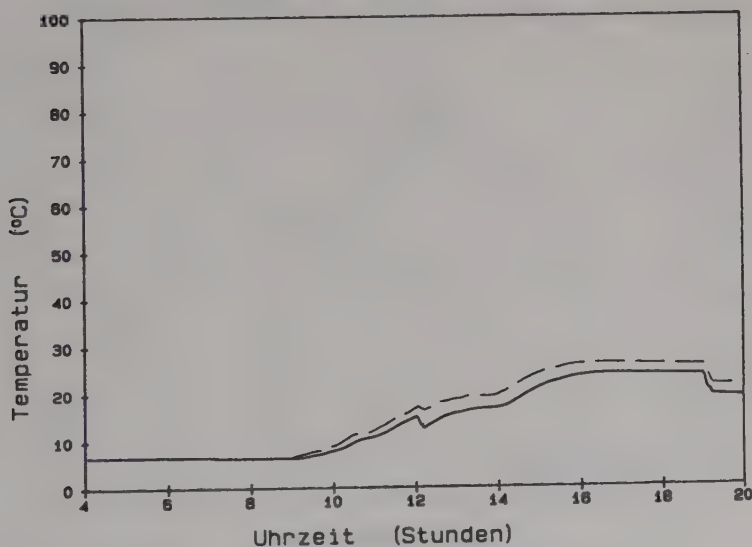


Bild 4.33: Mittlere Speichertemperaturen am 20.1.86
 — Messung - - Simulation

herrscht. Die Temperaturen werden nämlich in den Rohrleitungen gemessen und sind daher stärker an die Umgebung und an den Speicher angepasst.

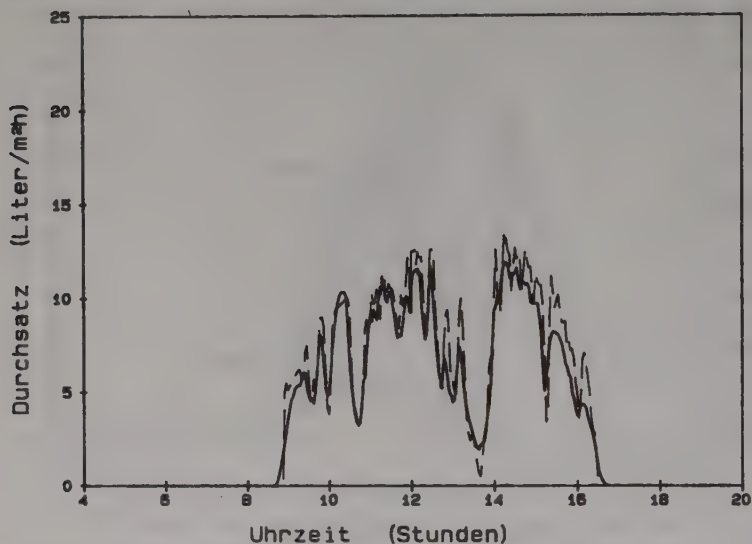


Bild 4.34: Momentane Durchflußraten am 20.1.86

— Messung - - Simulation

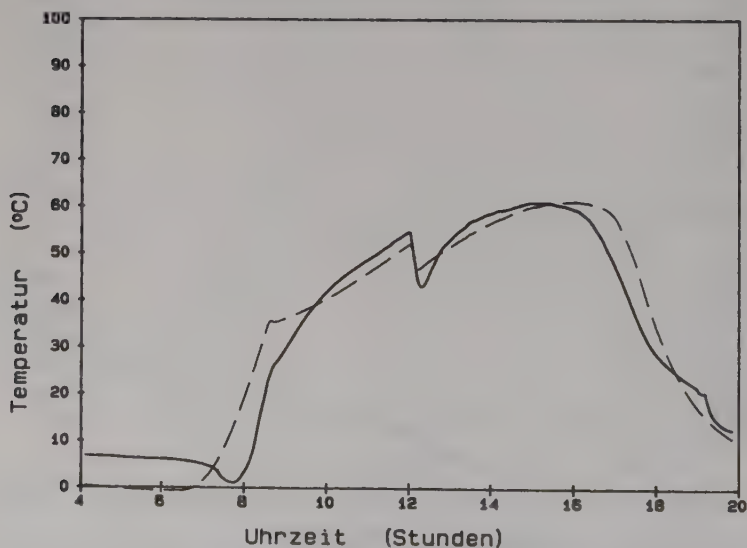


Bild 4.35: Mittlere Kollektortemperaturen am 19.3.86

— Messung - - Simulation

koppelt als an den Kollektor selbst. In der Tabelle 4.8 sind die Meßwerte und Rechenergebnisse für einige Tage nochmals dargelegt. Die

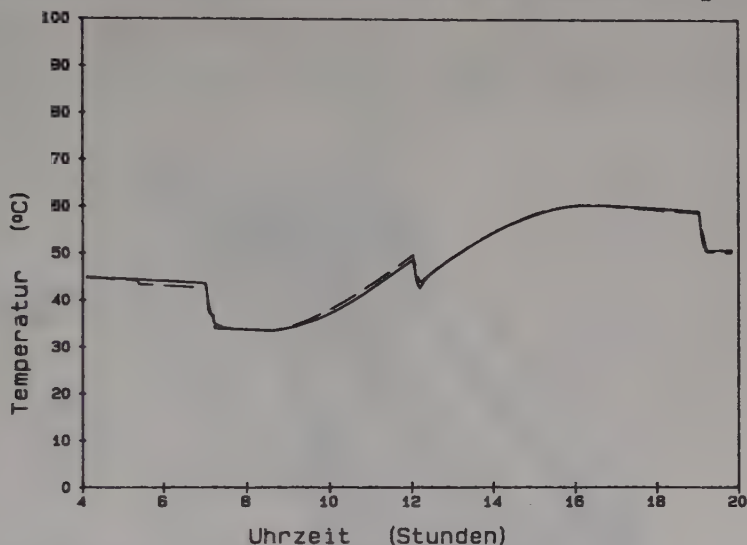


Bild 4.36: Mittlere Speichertemperaturen am 19.3.86
 — Messung - - - Simulation

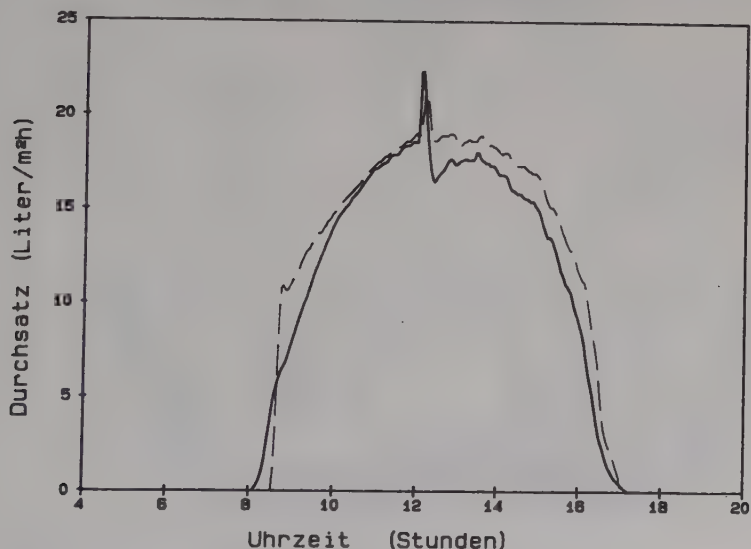


Bild 4.37: Momentane Durchflußrate am 19.3.86
 — Messung - - - Simulation

Übereinstimmung ist zufriedenstellend. Dies gilt sowohl für den Modellansatz mit durchmischem als auch mit geschichtetem Speicher (Tabelle 4.8).

Tabelle 4.8: Ergebnisse Messung - Rechnung

Datum	28.12.85 bedeckt	20.1.86 wechselhaft	19.3.86 klar
Einstrahlung (MJ/m ²):	1,90±0,30	11,20±0,58	24,12±1,22
Umgebungstemperatur (°C):	3,5	3,6	4,2
Umgebungstemperatur (6-18 Uhr):	3,5	4,0	5,4
Messungen:			
Solarenergie in Speicher(MJ/m ²)	0,38±0,02	5,24±0,11	9,10±0,18
genutzte Wärme (MJ/m ²)	1,51±0,06	1,78±0,06	6,05±0,18
Speichertemperatur (°C):			
oben am Tagesanfang	21,05	6,93	53,48
unten am Tagesanfang	14,84	6,70	37,98
Mittel am Tagesanfang	18,25	6,77	46,70
oben am Tagesende	12,29	21,21	55,33
unten am Tagesende	9,51	13,88	39,30
Mittel am Tagesende	11,02	17,90	48,73
Modellrechnung (durchmischter Speicher):			
Solarenergie in Speicher(MJ/m ²)	0,27	5,48	9,30
genutzte Wärme (MJ/m ²)	1,22	1,47	6,01
Speichertemperatur (°C):			
am Tagesende	11,49	20,36	49,11
Modellrechnung (geschichteter Speicher):			
Solarenergie in Speicher(MJ/m ²)	0,35	5,69	9,42
genutzte Wärme (MJ/m ²)	1,59	2,19	6,16
Speichertemperatur (°C):			
oben am Tagesende	11,01	20,68	54,28
unten am Tagesende	9,48	16,48	42,96
Mittel am Tagesende	10,40	18,58	48,62

4.3 Solarer Speicherkollektor

Das betrachtete System wird von der Fa. Solar Diamant, Wettringen, produziert und als Boilerkollektor verkauft (Bild 4.38). Die Anlage wurde während der Meßkampagne des TÜV-Bayern 1985/86 vermessen und von der KFA-Jülich betreut. Dort wurden die Messdaten ausgewertet.

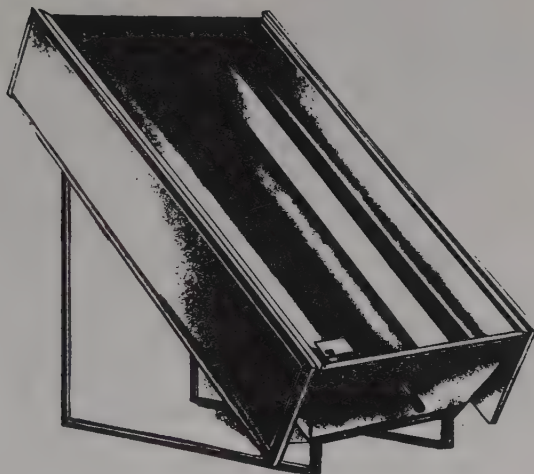


Bild 4.38: Photo des Speicherkollektors

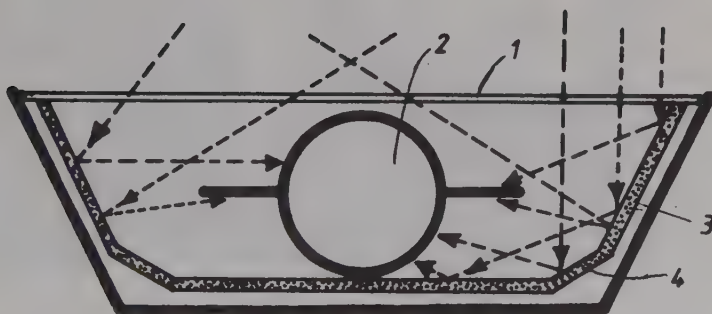


Bild 4.39: Schema des Speicherkollektors /4.13/
1 Abdeckung; 2 Wassertank; 3 Isolation; 4 Spiegel

Die Kompakteinheit (Referenzsystem III) ist ein Flachkollektor, der als Absorber einen Edelstahlbehälter mit 100 Liter Volumen enthält (Bild 4.38 und 4.39). Der Behälter ist nach dem Polispektralverfahren der Fa. Poligrat selektiv beschichtet und zweifach abgedeckt mit einer Folie und einer Glasscheibe. Weitere technische Daten siehe Tabelle 4.9. Das System ist wegen der Verwendung von Wasser im Kollektor nicht frostsicher. Dem Speicherkollektor war ein separater Nachheizspeicher im Meßraum mit 80 Liter Inhalt und einem elektrischen Heizstab nachgeschaltet. Das System benötigt weder Pumpe noch Steuerung.

Tabelle 4.9: Technische Daten des Speicherkollektors

Abmessungen:	200 x 100 x 38 cm
Gewicht (montiert):	50 kg
Abdeckung:	Folie (innen); spiegelfreies Spezialglas (5 mm)
Behälter:	Edelstahl, selektiv beschichtet, Durchmesser 26 cm, Volumen 100 Liter
Isolation:	40 mm PU-Hartschaum
Gehäuse:	Aluminium gekantet und verschraubt
Spiegel:	elektropolierte Aluspiegel, Reflexion 85% 60% Direkt-, 40 % Absorption über Spiegel

Von dem untersuchten System waren außer den Materialdaten und dem Aufbau keine weiteren Angaben erhältlich. Der Boilerkollektor konnte wegen seiner großen thermischen Trägheit am Kollektorprüfstand des TÜV-Bayern nicht vermessen werden. Die optischen Eigenschaften der verwendeten Absorber- und Abdeckungsmaterialien waren aus früheren Messungen /4.14/ hinreichend bekannt, so daß daraus η_0 -Wert und U_L -Wert des Systems abgeschätzt werden konnten. Der Speicher hat nahezu denselben Wärmeverlustkoeffizienten wie der Kollektor. Während der Wärmezufuhr in den Speicher liegen die Temperaturen der Flügel deutlich über der Absorbiertemperatur in der Speichermitte. Nachts sind die Temperaturverhältnisse umgekehrt. Es wurde daher zu Zeiten der Wärmeerzeugung ein um $0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ höherer U_L -Wert für den Kollektor gewählt. Die Sonnenstrahlung trifft zu etwa 60 % direkt und zu 40 % auf dem

Tabelle 4.10: Kenndaten des Speicherkollektors /4.11-13/

Aperturfläche:	1,7	m^2
Optischer Konversionsfaktor	0,60	
Kollektorwärmeverlustkoeffizient:	0,5	$\text{W/m}^2\text{K}$
Kollektorwärmekapazität:	0	$\text{kJ/m}^2\text{K}$
Wärmeverlustkoeffizient der Rohre:	0	$\text{W/m}^2\text{K}$
Wärmetauschergüte:	0,90	
Speichertankvolumen:	100	Liter
Speicherwärmeverlustkoeffizient:	2,65	$\text{W/m}^2\text{K}$
Entnommene Wassermenge:	177	Liter/Tag
Warmwassersolltemperatur:	49,3	$^{\circ}\text{C}$
Kaltwasserzulauftemperatur:	12	$^{\circ}\text{C}$
Volumen des Nachheiztanks:	100	Liter
Wärmeverlustkoeffizient Nachheiztank:	0,88	$\text{W/m}^2\text{K}$

Spiegel auf den Absorber. Die Berücksichtigung dieser Verhältnisse führte auf die Kenndaten von Tabelle 4.10. Der Wärmeverlustkoeffizient des Nachheizspeichers wurde während der Vermessung in separaten Versuchen bestimmt /4.11/.

Vergleich von Messung und Rechnung

Es wurden die täglichen Werte von insgesamt 7 Wochen vom 14. April bis 1. Juni 1986 herangezogen. Eingangsvariablen in die Simulation waren Tagessummen der Einstrahlung in Kollektorebene und die Mittelwerte der Umgebungstemperatur, der Raumtemperatur des Nachheizspeichers und der Zapfvolumina. Als Ergebnisse wurden die Zusatzenergiemengen betrachtet (Bild 4.40). Die tatsächlich genutzte Energie und die gewonnene Solarenergie konnten meßtechnisch nicht erfaßt werden. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung ist gut. Abweichungen von mehr als 10 % treten an 7 Tagen auf. Der Grund für diese großen Unterschiede zwischen Messung und Rechnung läßt sich im nachhinein nicht für alle Tage feststellen. Am 20. Tag und am 32. Tag lagen die gezapften Wassermengen mit 115 Litern bzw. 206 Litern deutlich entfernt vom Mittelwert über die betrachteten 7 Wochen. Die Summe der Zusatzenergie über diesen Zeitraum lag für die Rechnung um 1,2 % höher als bei der Messung. Daraus läßt sich folgern, daß das Simulationsmodell auch auf Anlagen dieses Typs anwendbar ist, vorausgesetzt man identifiziert die Kenngrößen, die in das Simulationsmodell eingehen, mit den entsprechenden Eigenschaften der Komponenten des Speicherkollektors.

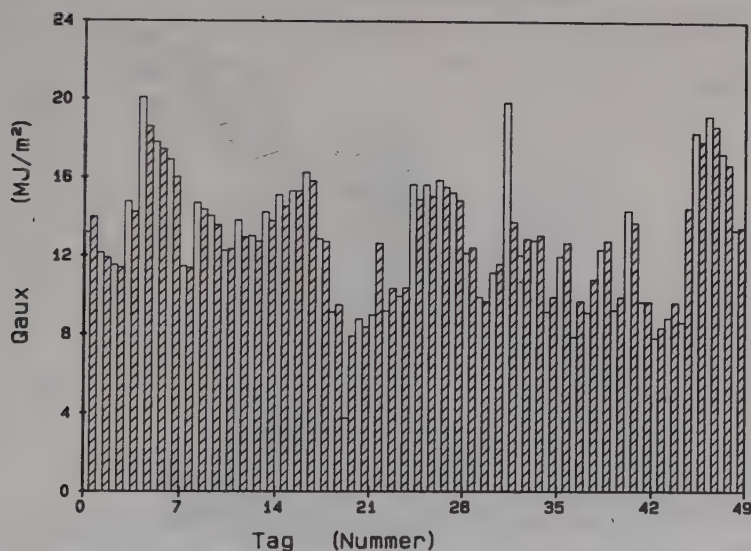


Bild 4.40: Tageswerte der benötigten Zusatzenergie
 Messung Simulation

5. DAS SYSTEMVERHALTEN EINER WARMWASSERBEREITUNGSANLAGE

Bei der Vermessung von Solaranlagen bestimmt man üblicherweise /5.1-3/ die Tagessummen des Solarenergieertrags Q_{sol} , der Nutzenergie Q_{nutz} und bei Anlagen mit Nachheizung die benötigte Zusatzenergie Q_{aux} . Der solare Energieertrag ist definiert als die Wärme, die vom Kollektorfeld in den Speicher gelangt. Die genutzte Energie wird dem Speicher in Form von warmem Wasser entnommen, und die Zusatzenergie dient zum Aufheizen der gezapften Wassermenge auf die Warmwassersolltemperatur. Diese wichtigen Größen, die die Leistungsfähigkeit einer Solaranlage charakterisieren, werden gegen die Tagessumme der Einstrahlung in ein sogenanntes Input/Output - Diagramm eingetragen /5.1-3/. Bild 5.1 zeigt ein derartiges Diagramm des solaren Energieertrags für das Referenzsystem Ia (Kapitel 4.1) mit den Kenngrößen von Tabelle 4.3. In Bild 5.2 ist das Input/Output-Diagramm mit der Nutzenergie Q_{nutz} als Ordinate dargestellt. Die Werte wurden aus Stundenwerten der Strahlung für das Jahr 1975 für Weißenstephan (Bild 5.3) berechnet /5.6/.

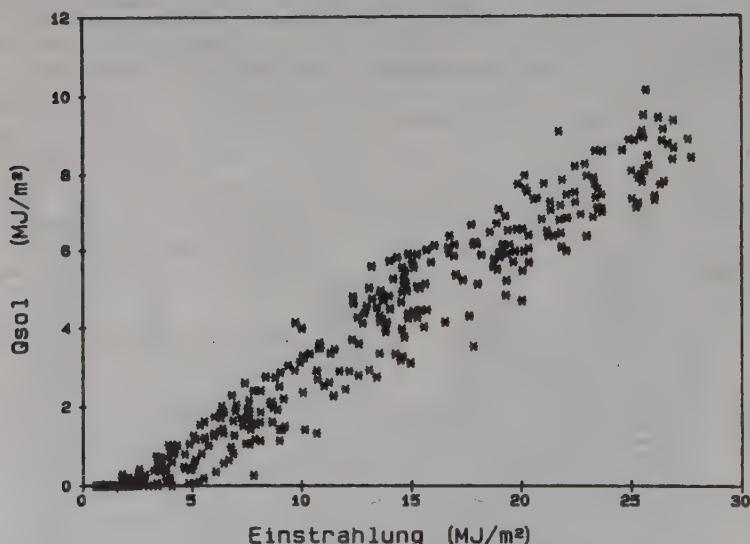


Bild 5.1: Input/Output-Diagramm des Solarenergieertrags

Wie man sieht, streuen die Werte in den Input/Output-Diagrammen sehr stark. Die Abweichungen im Solarenergieertrag bei derselben Strahlungssumme rühren von den unterschiedlichen Temperaturen im Speicher zu Beginn des Tages, wenn die Solarkreispumpe einschaltet, und von unterschiedlichen Umgebungstemperaturen am betrachteten Tag her. Weitere Effekte sind auf den Verlauf der Einstrahlung während des Tages,

insbesondere auf die Tageslänge zurückzuführen. Dazu kommen Windeinflüsse, die sich auf den Wirkungsgrad des Kollektorfeldes auswirken.

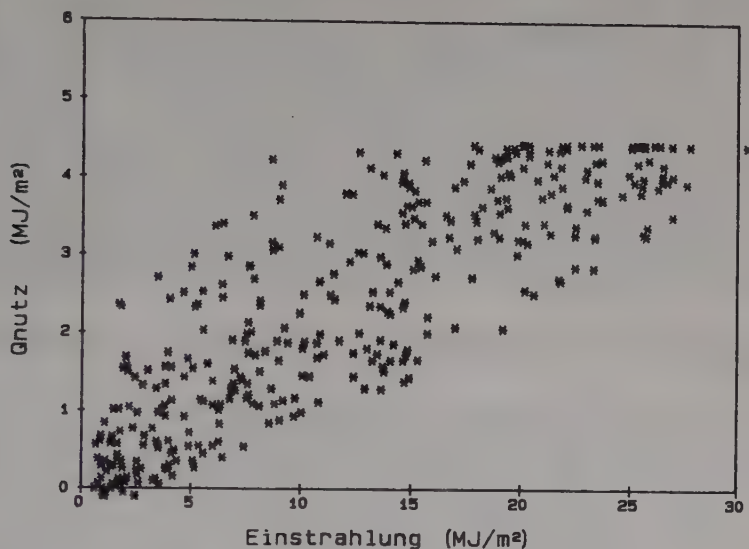


Bild 5.2: Input/output-Diagramm der genutzten Energie

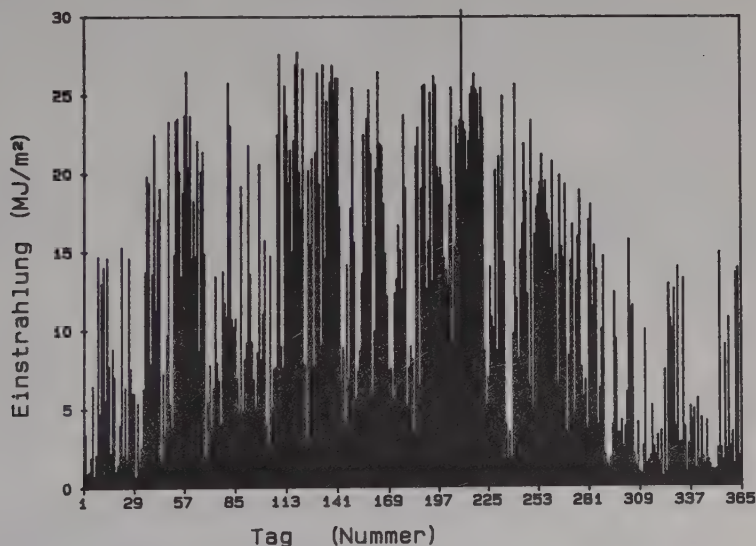


Bild 5.3: Tagessummen der Einstrahlung für Weihestephan 1975 auf eine um 45 Grad nach Süden geneigte Ebene

Beim realen Verbraucher machen sich ferner unterschiedliche, tägliche Zapfmengen bemerkbar. Die Streuungen im Input/Output-Diagramm für die nutzbare Energie (Bild 5.2) sind wesentlich stärker als für Q_{sol} . Dies ist auf die Speichergröße von 1,6 Tagesmengen zurückzuführen. Wenn der Speicher vom vorhergehenden Tag noch sehr warm ist, ist die genutzte Energie weitgehend unabhängig von der Einstrahlung am betrachteten Tag. Außerdem wird die entnommene Nutzwärme nach oben durch die Vorgabe des Verbrauchers (hier $4,26 \text{ MJ/m}^2$) begrenzt.

Trotz der Abweichungen ist ein grober linearer Zusammenhang zwischen dem Solarenergieertrag und der Strahlungssumme erkennbar, so daß man versucht ist, eine charakterisierende Ausgleichsgerade durch die Punkte zu legen. Viele Autoren /5.2-4/ sehen den linearen Zusammenhang als experimentell zweifelsfrei nachgewiesen an. Sie sprechen von einer Kennlinie einer Solaranlage. Ein Test zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit einer Anlage soll dann diese Kennlinie als Ergebnis liefern.

Üblicherweise werden zwei Methoden angewendet, um eine Kennlinie zu finden:

Die Anlage wird bei konstantem täglichen Warmwasserverbrauch unter den gerade herrschenden realen Wetterverhältnissen vermessen. Die Meßergebnisse werden in ein Input/Output-Diagramm (wie Bild 5.1 oder 5.2) eingetragen und die Ausgleichsgerade durch die Meßpunkte berechnet. Das ist die gesuchte Kennlinie /5.4/. Auf Grund der großen Streuung der Tageswerte müssen viele Meßtage herangezogen werden, um eine gute Korrelation der Gerade zu erhalten und den ganzen möglichen Bereich der Abszisse zu besetzen. Der Speichersaldo, der von einer Meßperiode zur nächsten übertragen wird, verringert sich im Verhältnis zur gewonnenen Solarenergie beim Übergang auf größere Zeitperioden. Daher wird die Streuung der Meßwerte kleiner, wenn an Stelle der Tageswerte Wochen- oder Monatsmittelwerte aufgetragen werden. Der gesamte Zeitraum der Messung erstreckt sich jedoch gleichermaßen über mindestens ein halbes Jahr.

Der zweite Weg ist, die Testbedingungen vorzugeben und insbesondere die Speicheranfangstemperaturen und Umgebungstemperaturen konstant zu halten /5.5/. Durch diese künstlichen, im Realfall nicht existierenden Betriebsbedingungen, werden die Hauptursachen der Streuung beseitigt, so daß man mit wenigen Meßtagen (etwa eine Woche) eine Gerade mit guter Korrelation erhält.

5.1 Das multilineare Verhalten von Solaranlagen

Der solare Tagesenergieertrag hängt unter den Annahmen des Simulationsmodells von Kapitel 3 bei einem vorgegebenen System mit festem Warmwasserverbrauch von der Tagessumme der Einstrahlung, der Anfangstemperatur des Speichers zum Einschaltzeitpunkt der Kollektorkreispumpe, den Betriebstemperaturen T_a , T_{as} , T_{kw} , T_{wv} und der Tageslänge ab (bei gleichem sinusförmigen Strahlungsverlauf).

In Bild 5.4 bis Bild 5.8 sind die Verhältnisse für die oben betrachtete Anlage mit Zwangsumwälzung (Referenzsystem Ia) für unterschiedliche Speicheranfangstemperaturen T_{sanf} um 6:00 Uhr morgens dargestellt. Die Solarenergieerträge (Bild 5.4), die genutzten Energiemengen (Bild 5.5)

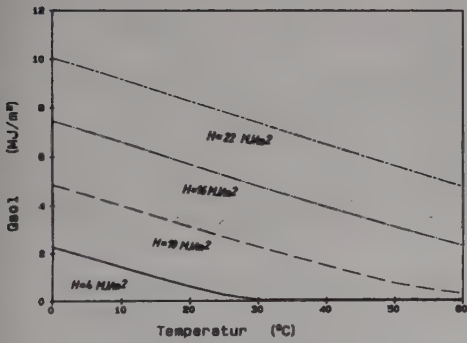


Bild 5.4: $Q_{sol} = f(T_{sanf})$

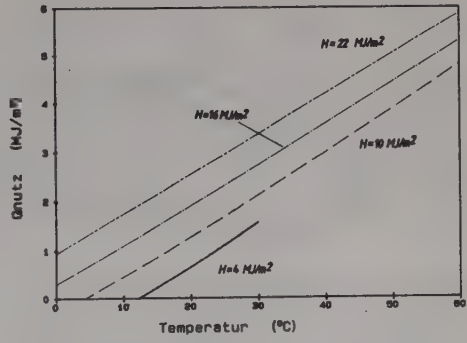


Bild 5.5: $Q_{nutz} = f(T_{sanf})$

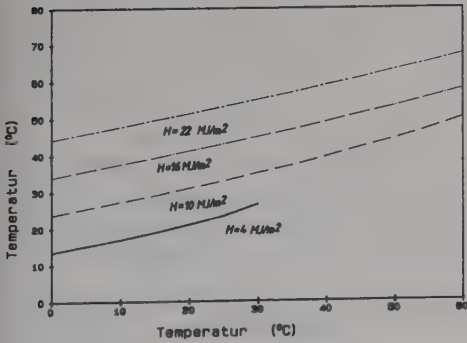


Bild 5.6: $T_{send} = f(T_{sanf})$

und die Speichertemperaturen zum Zeitpunkt, an dem sich die Pumpe im Kollektorkreis abschaltet (Bild 5.6), zeigen im größten Bereich einen linearen Verlauf. Die Einstrahlungssumme H ist in diesen Bildern ebenso wie in Bild 5.7 bis 5.13 der Parameter der Kurven. Dabei gehört zur untersten Kurve $H = 4 \text{ MJ/m}^2$, zur darüberliegenden Kurve 10 MJ/m^2 , zur nächsten Kurve 16 MJ/m^2 und zur höchsten Kurve 22 MJ/m^2 . In Bild 5.7 und 5.8 sind die Schaltzeiten der Pumpe aufgezeichnet. Diese sind nicht linear abhängig von der Speicheranfangstemperatur. Die Knickpunkte der Kurven rühren von Ungenauigkeiten in der Berechnung her. Einschaltzeit und Abschaltzeit werden beide iterativ ermittelt. Alle Werte wurden bei konstanter täglicher Zapfmenge und Zapfrate berechnet.

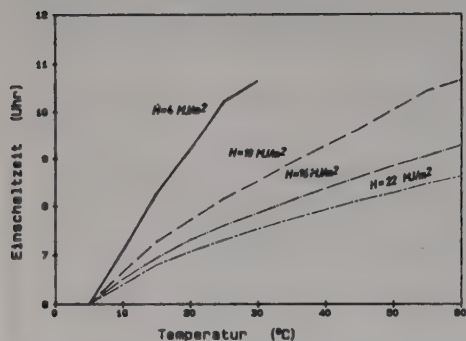


Bild 5.7: Einschaltzeiten t_{anf}

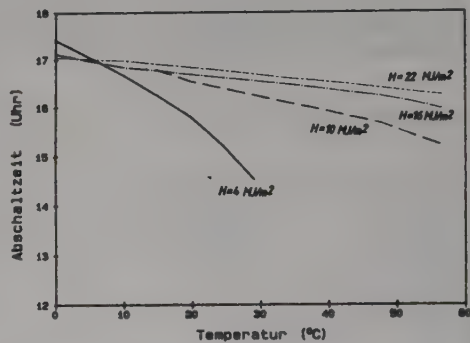


Bild 5.8: Abschaltzeiten t_{end}

In Bild 5.9 bis 5.12 sind die Solarenergieerträge als Funktion der Speicheranfangstemperatur zum Einschaltzeitpunkt der Kollektorkreispumpe (Bild 5.9), der Umgebungstemperatur (Bild 5.10), der Tageslänge (Bild 5.11) und der Einstrahlung (Bild 5.12) aufgetragen.

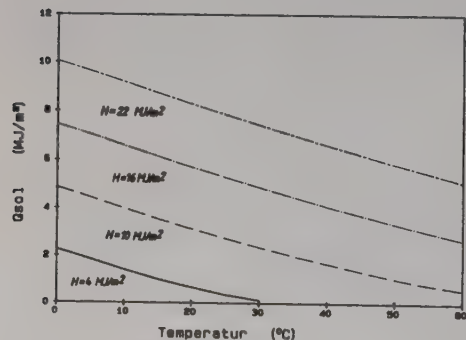


Bild 5.9: $Q_{\text{sol}} = f(T_{\text{sanf}})$

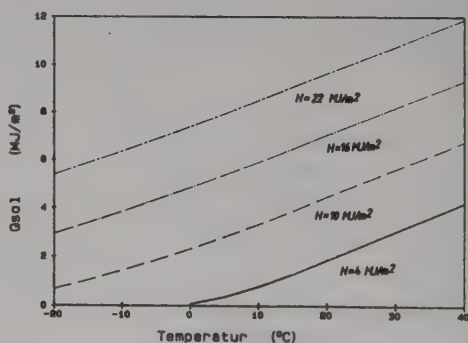


Bild 5.10: $Q_{\text{sol}} = f(T_a)$

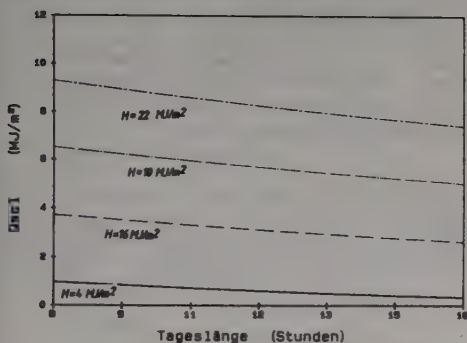


Bild 5.11: $Q_{sol} = f(\text{Tageslänge})$

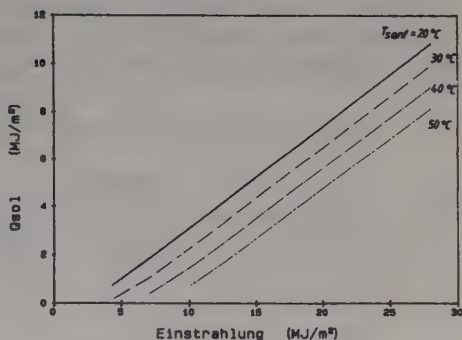


Bild 5.12: $Q_{sol} = f(H)$

Wie man sieht ist in weiten Betriebsbereichen der tägliche Solarenergieertrag eine annähernd lineare Funktion der betrachteten Variablen, obwohl sich die Schaltzeiten der Pumpe ständig ändern. Die gleiche Aussage gilt für die genutzte Energie und die benötigte Zusatzenergie. Lediglich an Tagen, an denen auf Grund der Anfangsverhältnisse im Speicher die Umwälzpumpe kurz läuft und sehr wenig Solarenergie gewonnen werden kann, ist ein Abweichen der Kurven vom linearen Verlauf zu beobachten. Beispiele dafür sind die untersten Kurven in Bild 5.4 bis 5.6.

Diese allgemeine Linearität in guter Näherung ist vom Ansatz her nicht ersichtlich. Gemäß ihrer Herleitung in Kapitel 3 sind die bestimmenden Differentialgleichungen linear. Daher sind die Lösungen ebenfalls linear, in der Sprache der Systemtheorie gesprochen, solange sich das System ausschließlich in einem einzigen Betriebsmodus befindet. Während des Betriebs einer Solaranlage treten allerdings Schaltvorgänge auf, bei denen im mathematischen Modell von einer linearen Differentialgleichung auf eine andere umgeschaltet wird. Die Linearität des Systems in den oben betrachteten Variablen bleibt jedoch selbst bei Schaltvorgängen erhalten, solange sie zu denselben Zeitpunkten stattfinden. Dies folgt aus der Mathematik linearer Differentialgleichungen. Dabei ist gleicher, sinusförmiger Verlauf der Einstrahlung vorausgesetzt.

Es seien nun folgende Fälle betrachtet:

(1) Die Umwälzpumpe im Solarsystem schaltet ein, wenn die Kollektortemperatur höher als die Speichertemperatur ist, also das Kollektorfeld Energie in den Speicher liefern kann.

(2) Die Umwälzpumpe schaltet um 7:00 Uhr morgens ein und um 17:00 Uhr abends ab, gleichgültig welche Kollektor- und Speichertemperaturen herrschen.

In Bild 5.13 sind die Differenzen $Q_{sol}(1) - Q_{sol}(2)$ im Solarenergieer-

trag für beide Fälle als Funktion der Speicheranfangstemperatur aufgetragen. Wie man sieht sind die Differenzen meist klein gegenüber den absoluten Werten von Q_{sol} (Bild 5.4). Oder anders gesagt zu den Zeiten, an denen jeweils nur in einem System die Umwälzpumpe läuft, kann kein nennenswerter Energiebetrag gegenüber dem anderen System zusätzlich hinzugewonnen oder verloren werden. Die Bereiche, in denen die

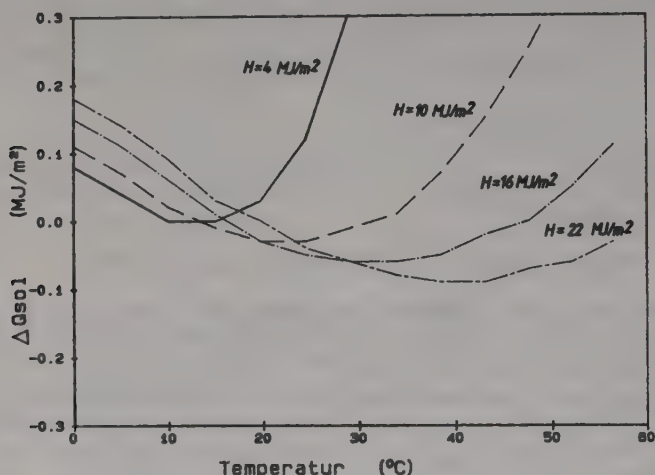


Bild 5.13: $Q_{sol}(1) - Q_{sol}(2) = f(T_{sanf})$

Energieunterschiede deutlich nach oben hin abknicken, sind genau diejenigen Bereiche von Q_{sol} in Bild 5.4, in denen die Linearität der Kurven nur noch schlecht erfüllt ist. Es spielt also unter den am häufigsten vorkommenden Verhältnissen keine große Rolle, ob das System (1) oder (2) betrieben wird. Deshalb gilt die mathematisch strenge lineare Abhängigkeit von System (2) in guter Näherung auch für System (1). Die Konsequenz der Linearität ist, daß eine Mittelwertbildung über die Variablen der multilinearen Gleichung bei größeren Zeitperioden erlaubt ist.

Der tägliche Solarenergieertrag ist eine multilineare Funktion von H , T_{sanf} , T_a , T_{kw} , T_{as} und der Tageslänge t_d , wobei die Koeffizienten in guter Näherung Konstanten sind. Gleiches gilt für die Nutzenergie und die Zusatzenergie für konstante tägliche Zapfmenge.

$$Q_{sol} = a H + b T_{sanf} + c T_a + d T_{kw} + e T_{as} + e t_d \quad (5.1)$$

In den expliziten Formeln kommen die Temperaturen als Differenzen $(T_{sanf}-T_a)$, $(T_{sanf}-T_{kw})$, $(T_{sanf}-T_{as})$, $(T_{kw}-T_a)$ und $(T_{as}-T_a)$ vor (siehe Anhang 17.3).

Aus den analytischen Lösungen des physikalischen Ansatzes von Kapitel 3 kann man den Tagesertrag der Anlage unter bestimmten Annahmen in geschlossener Form darstellen. Diese Annahmen sind:

- die Einstrahlung ist konstant, sinusförmig oder parabelförmig während des Tages
- die Zapfrate ist konstant während des Tages
- die Solaranlage schaltet während des Tages nur zwischen zwei Betriebsmoden um

Die Formeln für die Solarenergie und die nutzbare Energie aus dem Speicher sind im Anhang zu finden. Die Ein- und Ausschaltzeiten der Solarkreispumpe müssen bei der Berechnung bekannt sein. Sie müssen iterativ bestimmt oder geschätzt werden. Zum Einschaltzeitpunkt t_{anf} ist $T_s(t_{anf}) = T_{sanf}$.

5.2 Kennlinien im eingeschwungenen Zustand

Ein Solarsystem ist ein annähernd lineares System mit großen Trägheiten (Wärmekapazitäten). Ein eingeschwungener Zustand des Systems wird während des realen Betriebs im allgemeinen nicht erreicht, da sich die aufgeprägte Strahlung und die Last von Tag zu Tag ändern. Die Anlage befindet sich also fast immer im instationären Zustand.

In einer Simulationsrechnung kann man mit einer Folge von identischen Tagesverläufen rechnerisch einen eingeschwungenen Zustand erzeugen. Die Bedingung dafür ist, daß der Speichersaldo ΔQ_s , der von einem zum folgenden Tag übertragen wird, verschwindet. Der zeitliche Verlauf der Temperatur im Speicher am n -ten und $(n+1)$ -sten Tag ist identisch.

Der eingeschwungene Zustand des Systems zeichnet sich durch folgende wichtige Eigenschaft aus: Wird das System über längere Zeiträume im Normalbetrieb gefahren, d.h. mit Speichersaldi ungleich Null, so geht $\Delta Q_s/n$ gegen Null, wenn die Anzahl der Betriebstage n gegen Unendlich geht. Der mittlere Speichersaldo wird Null. Das ist aber die Bedingung für den eingeschwungenen Zustand. Unter der Voraussetzung der Linearität des Systems folgt dann, daß auch der Mittelwert der gewonnenen Solarenergie dem Wert für den eingeschwungenen Zustand bei der entsprechenden mittleren Strahlungssumme zustrebt.

Die rechnerische Erzeugung des eingeschwungenen Zustands mit sinusförmigen Strahlungsverläufen und konstanter Umgebungs-, Kaltwasserzulauf- und Speicherraumtemperatur liefert charakteristische Kennlinien des Solarsystems. In Bild 5.14 sind die Tageswerte des Solarenergieertrags Q_{sol} und der Nutzenergie Q_{nutz} als Funktion der Tagessumme der Einstrahlung H aufgetragen. In Bild 5.15 sind die Speichertemperaturen T_{sanf} am Morgen beim Einschalten der Solarkreispumpe und T_{send} am Abend beim Abschalten der Solarkreispumpe aufgetragen.

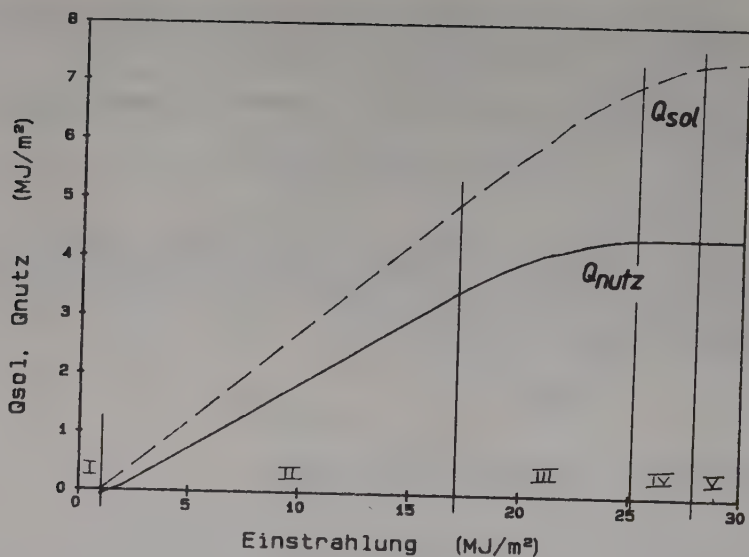


Bild 5.14: $Q_{sol}, Q_{nutz} = f(H)$ im eingeschwungenen Zustand

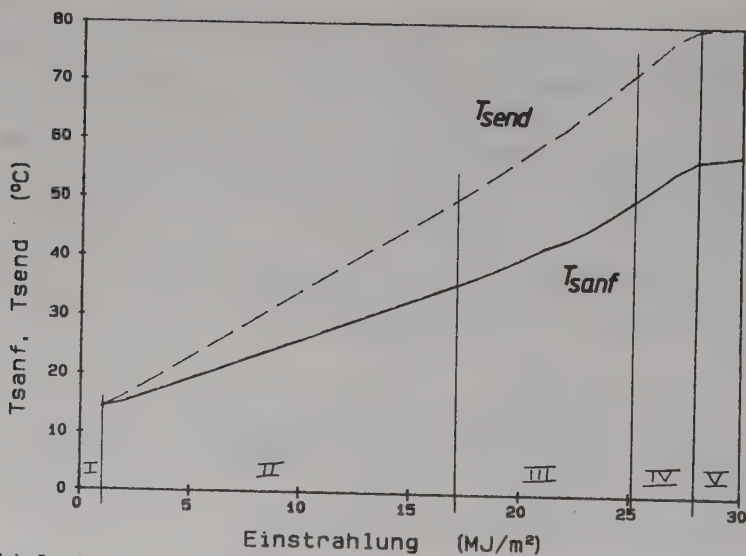


Bild 5.15: Speichertemperaturen beim Ein- und beim Ausschalten der Umwälzpumpe im eingeschwungenen Zustand

Man erkennt fünf verschiedene Bereiche der Kennlinie:

- I Anlaufbereich: Die Umwälzpumpe läuft nicht an, da die Einstrahlung zu niedrig ist.
- II Bereich konstanter Zapfmenge: Q_{sol} , Q_{nutz} , T_{sanf} und T_{send} sind annähernd linear abhängig von H .
- III Mischerbereich: Q_{sol} und Q_{nutz} sind nicht linear von H abhängig. Die Speichertemperatur am Abend liegt über der Solltemperatur, die Speichertemperatur am Morgen unterhalb der Solltemperatur.
- IV Bereich konstanter Wärmelast: Q_{sol} ist annähernd linear abhängig von H , Q_{nutz} ist konstant. Die Speichertemperatur ist stets höher als die Solltemperatur.
- V Sättigungsbereich: Die Solarkreispumpe schaltet ab, wenn die maximal zulässige Temperatur im Speicher erreicht ist. Q_{sol} und Q_{nutz} , sowie die Temperaturen T_{sanf} und T_{send} sind unabhängig von der Einstrahlung.

Bild 5.16 zeigt die Laufzeiten der Solarkreispumpe als Funktion von H . Die untere Kurve gibt die Zeit an, zu der die Pumpe am Morgen einschaltet. Die obere Kurve gibt die Zeit an, zu der die Pumpe am Abend das letzte Mal abschaltet. Diese Zeiten sind über einen weiten Einstrahlungsbereich konstant. Mit der Einstrahlung H steigt nämlich die Speichertemperatur, so daß die Pumpe immer zur gleichen Tageszeit ein- und abschaltet. Aus den festen Schaltzeiten folgt die Linearität der Kennlinien im Bereich konstanter Zapfmenge und konstanter Wärmelast, da dort jeweils zwischen zwei Betriebsmoden hin- und hergeschaltet wird.

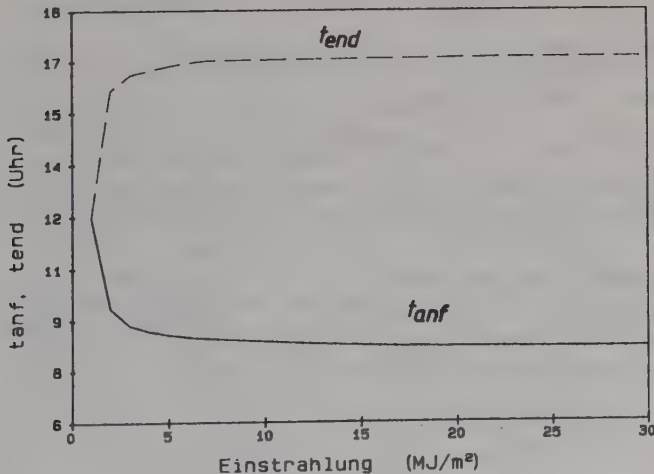


Bild 5.16: Ein- und Ausschaltzeiten im eingeschwungenen Zustand

Die Kennlinien im eingeschwungenen Zustand für den Bereich II (konstante Zapfmenge) und den Bereich IV (konstante Wärmelast) lassen sich direkt aus dem physikalischen Ansatz und seinen Lösungen ableiten. Die Bedingung für den eingeschwungenen Zustand ist: $T_S(t) = T_S(t+24h)$ für alle Zeiten t . Man erhält eine explizite Formel für Q_{sol} und Q_{nutz} (im Anhang zu finden). Sie enthält die Einschalt- und Ausschalzeiten der Solarkreispumpe, die nur in impliziter Form angebar sind und daher durch Iteration bestimmt werden müssen. Die Kennlinien für den Bereich II sind in Bild 5.17 und 5.18 (Referenzsystem Ia; $T_{WW}=80\text{ °C}$) dargestellt. Sie sind linear.

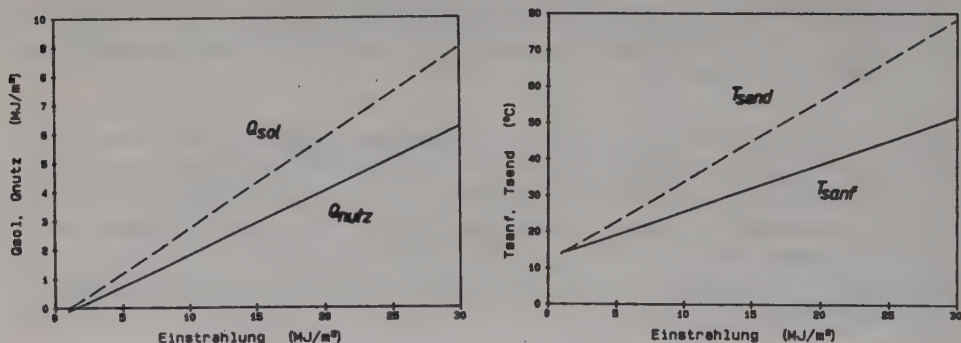


Bild 5.17/5.18: Stationäre Kennlinien der Wärmemengen und Temperaturen

Der allgemeine Ausdruck für Q_{sol} hat die Form:

$$Q_{sol} = a H + \Delta Q_{sol} \quad (5.2)$$

$$\text{mit } \Delta Q_{sol} = b (T_{kw} - T_a) + c (T_{as} - T_a) + d t_d \quad (5.3)$$

Formeln gleicher Struktur erhält man für Q_{nutz} , Q_{aux} , T_{sanf} und T_{send} . Die Ausdrücke für die Koeffizienten sind im Anhang 17.3 zu finden.

Die Kennlinien für den Bereich IV sind in Bild 5.19 und Bild 5.20 dargestellt. Dazu wurde für obige Anlage die Warmwassersolltemperatur auf 25 °C gesetzt, so daß bereits ab einer Einstrahlung von 15 MJ/m^2 die gesamte Last solar gedeckt werden kann. Die Kennlinien sind linear und haben gleiche Struktur wie Formel (5.2) und (5.3).

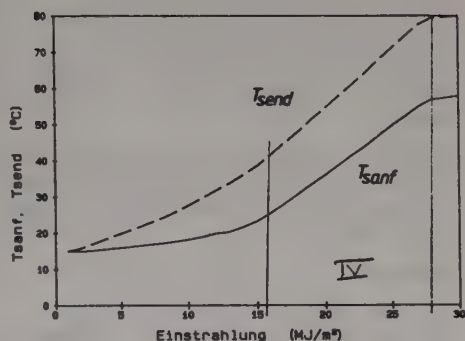
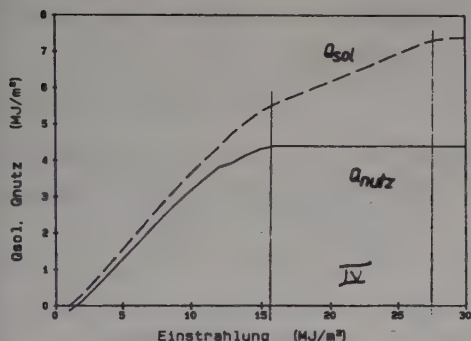


Bild 5.19/20: Stationäre Kennlinien für Wärmemengen und Temperaturen

Die Steigung der Kennlinien hängt ab (siehe Anhang 17.3) von:

A	Kollektorfläche
η_o	optischer Konversionsfaktor
U_L	Wärmeverlustkoeffizient
$\dot{m}_f$	Durchflussrate im Solarkreis
ε	Temperaturänderungsgrad des Wärmetauschers
m_s	Wärmekapazität des Speichers
U_s	Wärmeverlustkoeffizient des Speichers
$\dot{m}_L$	Zapfrate
t_{anf}	Einschaltzeit
t_{end}	Ausschaltzeit

Der Achsenabschnitt ΔQ_{sol} hängt ab von:

T_a	Umgebungslufttemperatur
T_{kw}	Kaltwasserzulauftemperatur
T_{as}	Speicherraumtemperatur
U_L	Wärmeverlustkoeffizient
$\dot{m}_f$	Durchflussrate im Solarkreis
ε	Temperaturänderungsgrad des Wärmetauschers
U_s	Wärmeverlustkoeffizient des Speichers
$\dot{m}_L$	Zapfrate
t_{anf}	Einschaltzeit
t_{end}	Ausschaltzeit

Damit sind für eine Solaranlage charakteristische Größen gefunden. Die so gewonnenen Kennlinien der Solaranlage sollen stationäre oder ausgedzeichnete Kennlinien heißen. Sie lassen sich aus der multilinenaren Gleichung für die Solarenergie (Formel 5.1) ableiten. Ist nämlich T_{sanf} linear abhängig von H bei konstanten T_a , T_{kw} , T_{as} und t_d , so folgen die Beziehungen (5.2-5.5) sofort durch Einsetzen von T_{sanf} .

Es gelten nun einige Sätze, die die Bedeutung der Kennlinie von Q_{sol} für die Charakterisierung von Solarsystemen unterstreichen (T_a , T_{kw} , T_{as} und t_d seien konstant).

Satz 1:

Erfüllt Q_{sol} die multilineare Beziehung $Q_{sol} = a H + b T_{sanf} + c$ und ist über die betrachtete Zeitperiode $\Delta Q_s = 0$, so gilt für den Mittelwert der Solarenergie $\langle Q_{sol} \rangle = a' \langle H \rangle + \Delta Q_{sol}$ (ausgezeichnete Kennlinie).

Beweis:

Es ist $Q_{sol} = a H + b T_{sanf} + c$.

Daraus folgt für den Mittelwert $\langle Q_{sol} \rangle = a \langle H \rangle + b \langle T_{sanf} \rangle + c$
Nach Voraussetzung ist

$$\Delta Q_s / n = \sum_{i=1}^n m_{scw} (T_{sanfi+1} - T_{sanfi}) / n \quad (n \text{ Anzahl der Tage})$$

Daraus folgt:

$$\begin{aligned} \Delta Q_s / n = 0 & \iff \langle T_{sanf} \rangle \text{ für die Strahlung } \langle H \rangle \\ & \iff \text{eingeschwungener Zustand} \\ & \iff \langle Q_{sol} \rangle = a' \langle H \rangle + Q_{sol} \implies \text{Behauptung} \end{aligned}$$

Satz 2:

Zwei Solarsysteme haben genau dann identische solare Energieerträge, d. h. für alle Strahlungssummen H die gleichen Werte, wenn ihre ausgezeichneten Kennlinien übereinstimmen und der Speichersaldo über den betrachteten Zeitraum Null ist:

$$\begin{aligned} \text{Für alle } H: Q_{sol1} &= Q_{sol1} \iff Q_{sol11} = a_1 H + \Delta Q_{sol1} \text{ und} \\ \text{mit } \Delta Q_{s1} &= 0 \text{ und } \Delta Q_{s2} = 0 & Q_{sol2} = a_2 H + \Delta Q_{sol2} \\ & \implies a_1 = a_2 \text{ und } \Delta Q_{sol1} = \Delta Q_{sol2} \end{aligned}$$

Beweis:

1. Richtung " $\implies$ ": trivial

2. Richtung " $\iff$ ":

Annahme: Zwei Anlagen haben unterschiedliche ausgezeichnete Kennlinien, sind jedoch identisch in ihren solaren Energieerträgen.

Daraus folgt:

Es gibt ein H_0 mit Q_{sol1} ungleich Q_{sol2} und ein Widerspruch.

Satz 3:

Die Übereinstimmung der Kennlinie für eine beliebige Speicheranfangstemperatur T_{sanf} ist nicht hinreichend für die Identität der Systeme gemäß Behauptung 2.

Beweis:

Es seien zwei Systeme gegeben mit

$$Q_{\text{sol1}} = a_1 H + b_1 T'_{\text{sanf}} + c_1 \text{ und}$$

$$Q_{\text{sol2}} = a_2 H + b_2 T'_{\text{sanf}} + c_2$$

und T'_{sanf} ungleich T_{sanf} (im eingeschwungenen Zustand)

Aus $Q_{\text{sol1}} = Q_{\text{sol2}}$ für alle H folgt

$$a_1 = a_2 \text{ und } b_1 T'_{\text{sanf}} + c_1 = b_2 T'_{\text{sanf}} + c_2$$

Annahme: b_1 ungleich b_2 und c_1 ungleich c_2 und $T_{\text{sanf}} = T'_{\text{sanf}} + T$

Daraus folgt: Q_{sol1} ungleich Q_{sol2} und die Behauptung

Kennlinien eines Thermosiphonsystems:

Für das Referenzsystem II von Kapitel 4.2 mit den Kenngrößen von Tabelle 4.6 sind die ausgezeichneten Kennlinien in Bild 5.21 und Bild 5.22 dargestellt. Es ergibt sich wieder ein linearer Verlauf im Bereich II. Der Sättigungsbereich wird hier nicht erreicht.

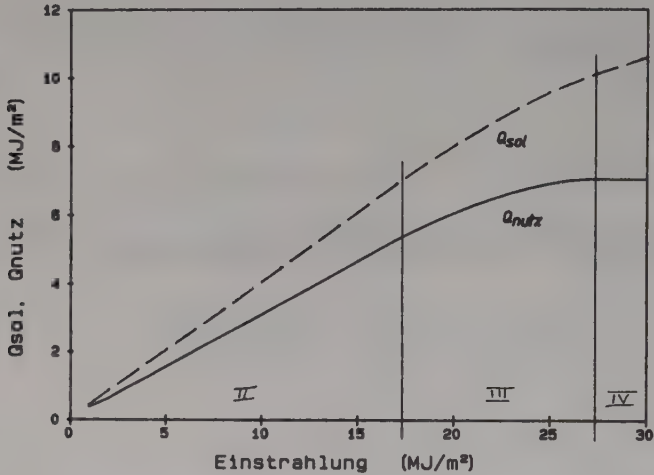


Bild 5.21: Stationäre Kennlinien für Wärmemengen

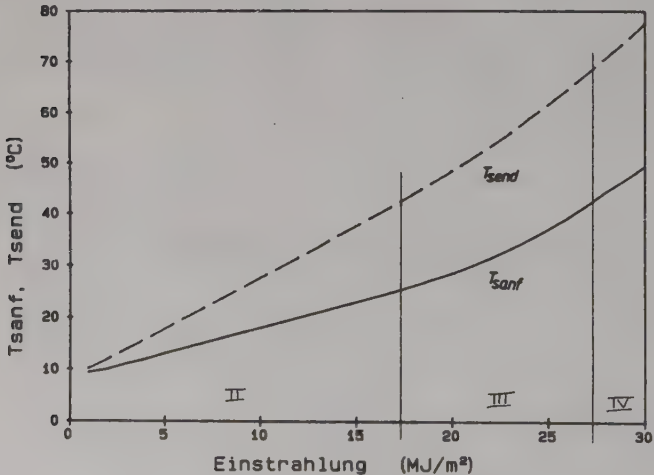


Bild 5.22: Stationäre Kennlinien für Temperaturen

Kennlinien eines Speicherkollektors:

Für das Referenzsystem III von Kapitel 4.3 mit den Kenngrößen von Tabelle 4.8 sind die ausgezeichneten Kennlinien in Bild 5.22 und Bild 5.23 dargestellt. Die Anlage bleibt wegen ihrer geringen Kollektorfläche stets im Betriebsbereich konstanter Zapfmenge.

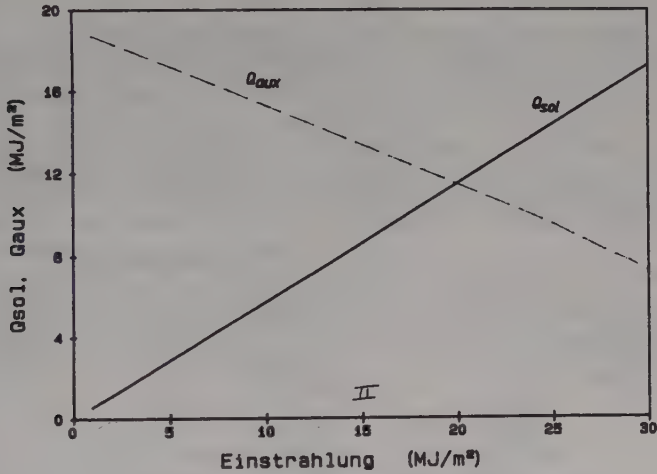


Bild 5.23: Stationäre Kennlinien für Wärmemengen

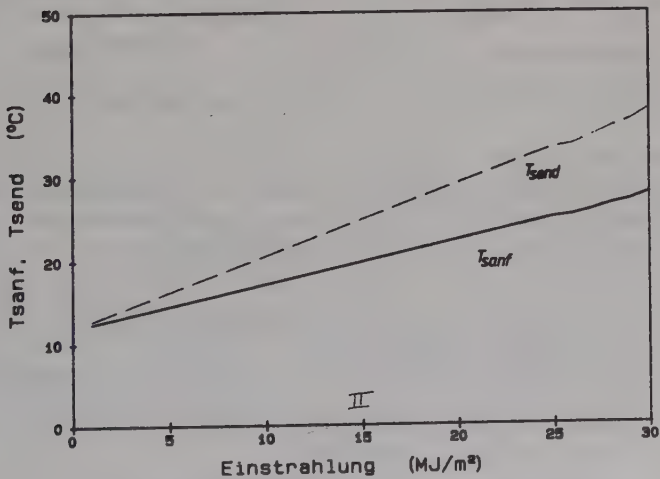


Bild 5.24: Stationäre Kennlinien für Temperaturen

6. EINFLUSS DER SOLARSPEZIFISCHEN KENNGROSSEN

6.1 Kollektor

optischer Konversionsfaktor

Im physikalischen Modellansatz ist η_0 konstant gesetzt. Wie in Kapitel 2 ausgeführt, hängt η_0 insbesondere vom Einfallswinkel der Strahlung ab und vom Verhältnis von Diffus/Direkt-Strahlung. Bild 6.1 und 6.2 zeigen die Transmission von ebenen Glasabdeckungen und die Absorption einer schwarzen Absorberfläche als Funktion des Einfallswinkels. Die genaue Winkelabhängigkeit ist nur bei wenigen Kollektoren bekannt und wird in Kollektortests im allgemeinen nicht bestimmt. Lediglich die optischen Konversionskoeffizienten für normale und diffuse Strahlung werden häufig bestimmt /6.1/.

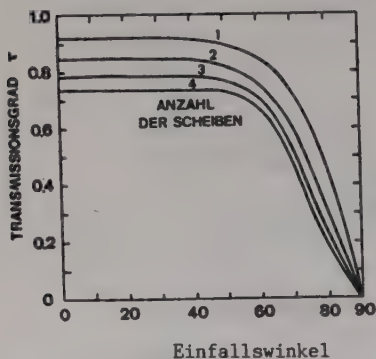


Bild 6.1: Transmission von Glas-scheiben ohne Extinktion /6.2/

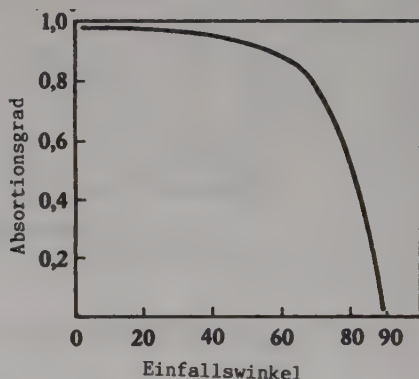


Bild 6.2: Absorption einer nicht-selektiven Oberfläche /6.2/

Zur Abschätzung des Fehlers, den man bei konstantem η_0 macht, benötigt man die Verteilung des Einfallswinkels der Einstrahlung am Aufstellungsort. In /6.3/ wurde dargelegt, daß zwischen 9 und 15 Uhr der Einfallswinkel der direkten Strahlung für eine Kollektorneigung von 45 Grad gegen Süden kleiner als 50 Grad ist unabhängig von der Jahreszeit an einem Aufstellungsort auf 48 Grad nördlicher Breite. Der η_0 -Wert ist bis zu Winkeln von 50 Grad nahezu konstant. An klaren Tagen treffen etwa 90 % der ankommenden Strahlung unter Winkeln kleiner als 60 Grad auf die Kollektorebene. Der Fehler bei konstantem η_0 (η_0 bei 50 Grad Einfallswinkel) für das Integral

$$\eta_0 \int_{\tau_{eq}} G(t) dt \text{ liegt unter } 5 \text{ \%}.$$

Zudem ist ein großer Teil der Strahlung diffuse Strahlung, so daß sich der Fehler weiter auf rund 3 % verkleinert.

Zu Vergleichszwecken wurde die Winkelabhängigkeit des optischen Kon-

versionsfaktors in das Simulationsprogramm eingebaut. Der eingegebene η_0 -Wert war der Wert von η_0 bei 50 Grad Einfallswinkel bei einem Diffusstrahlungsanteil von 40 %. Der tatsächlich herrschende η_0 -Wert wurde stundenweise neu berechnet. Die Rechnung wurde mit den Daten von Weihenstephan für das Referenzsystem I durchgeführt, wobei angenommen wurde, daß die gesamte Globalstrahlung als direkte Strahlung ankommt. Als Ergebnis erhält man $Q_{sol} = 3,68 \text{ MJ/m}^2$ gegenüber $Q_{sol} = 3,60 \text{ MJ/m}^2$ bei konstantem η_0 bzw. $Q_{nutz} = 2,41$ und $2,36 \text{ MJ/m}^2$. Die Abweichungen liegen also bei 2 % und damit innerhalb der Meßgenauigkeit.

Des weiteren wurde η_0 variiert, um seinen Einfluß auf den solaren Energieertrag festzustellen. Hierbei wurden die stationären Kennlinien (nach Kapitel 5.2)

$$Q_{sol} = a H + \Delta Q_{sol} \quad (6.1)$$

bei konstanter Zapfmenge (Betriebsbereich II nach Kapitel 5) berechnet. Dieser Betriebsmodus wird bei den meisten Anlagen am häufigsten eingenommen. Er eignet sich deshalb am besten für Vergleichszwecke.

In Bild 6.3 und 6.4 sind die Steigung a und der Achsenabschnitt von Q_{sol} als Funktion von η_0 aufgetragen im Betriebspunkt $H=12 \text{ MJ/m}^2$, $T_a=12^\circ\text{C}$ und 12 Stunden Tageslänge. Alle weiteren Rechnungen in den Kapiteln 6-10 sind ebenfalls auf diesen Betriebspunkt bezogen, sofern nichts anderes angegeben ist.

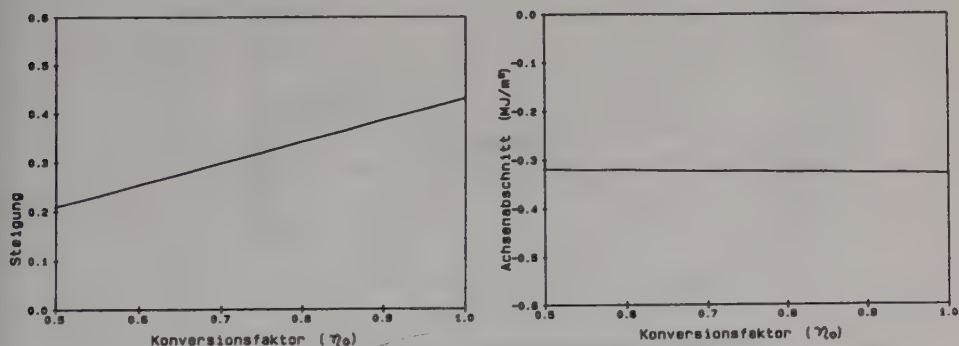


Bild 6.3/6.4: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\eta_0)$

Man sieht, daß die Steigung der Kennlinie linear mit η_0 ansteigt, während der Achsenabschnitt der Ordinate gleichbleibt. Die Anlaufschwelle $-\Delta Q_{sol}/a$ für das Einschalten der Pumpe erniedrigt sich. Bei einer Jahresrechnung wird Q_{sol} nicht so stark wie in Bild 6.3 ansteigen, da die Anlage zeitweise in den Sättigungsbereich kommt, in dem Q_{sol} unabhängig von η_0 wird.

Wärmeverlustkoeffizient

In Bild 6.5 und 6.6 ist der Einfluß einer Variation von U_L auf die stationäre Kennlinie Q_{sol} für das Referenzsystem 1 dargestellt.

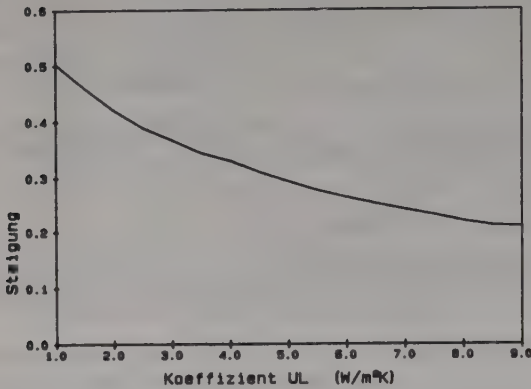


Bild 6.5: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(U_L)$

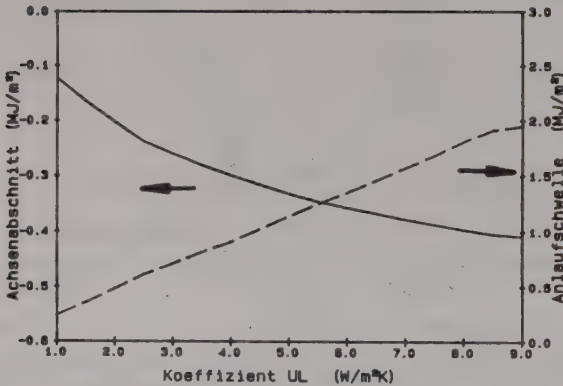


Bild 6.6: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(U_L)$

Die Steigung der Kennlinie nimmt schwächer als linear mit dem Wärmeverlustkoeffizienten des Kollektors ab. Gleichzeitig wird der Achsenabschnitt kleiner. Die Anlaufschwelle der Kennlinie steigt stark an. Der Wärmeverlustkoeffizient U_L des Kollektors (inclusive Rohrleitungen) hängt von der Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Umgebungsluft ab. Er wird häufig /6.4/ angesetzt als:

$$U_L = U_{L1} + U_{L2} \Delta T \quad (6.2)$$

Setzt man diese Funktion für das Referenzsystem Ia in das Programm ein

mit $U_{L1}=4,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $U_{L2}=0,016 \text{ W/m}^2\text{K}$, so erhält man $Q_{\text{sol}}=3,50 \text{ MJ/m}^2$ und $Q_{\text{nutz}} = 2,31 \text{ MJ/m}^2$ gegenüber $Q_{\text{sol}} = 3,56 \text{ MJ/m}^2$ bzw. $Q_{\text{nutz}} = 2,36 \text{ MJ/m}^2$ bei konstantem U_L -Wert von $4,6 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Kollektorwärmekapazität

Die im Modell benutzte Gleichung (3.2) für den Solarkollektor ist eine Vereinfachung der ausführlichen Gleichung (2.3). Die Abhängigkeit der Fluidtemperatur von der Durchflußzeit durch Kollektor und Rohrleitung wird vernachlässigt. Dies hat Auswirkungen auf die Kollektordynamik. Man erkennt dies gut an Hand des Bode-Diagramms für das Übertragungsglied Kollektor. In Bild 6.7 ist die Amplitude der Kollektorantwort auf eine sinusförmige Eintrittstemperaturänderung aufgetragen. Die Abweichungen zwischen exaktem und vereinfachtem Modellansatz machen sich erst bemerkbar, wenn die Frequenz in die Größenordnung der Durchflußzeit kommt. Schnelle Frequenzen kommen im Gesamtsystem jedoch nur bei Schalt- und Zapfvorgängen, also ziemlich selten, vor, da mit dem Wasserspeicher dem Kollektor ein Tiefpaß vorgeschaltet ist. Das Übertragungsverhalten bei Meteorologieänderungen ist im vereinfachten Ansatz dem exakten Ansatz gleichwertig. Der masselose Kollektor wäre im Bode-Diagramm eine Gerade, d. h. jede Änderung in der Eintrittstemperatur würde sich ohne Verzögerung und Amplitudendämpfung am Austritt bemerkbar machen. Dies ist weit entfernt von der Realität.

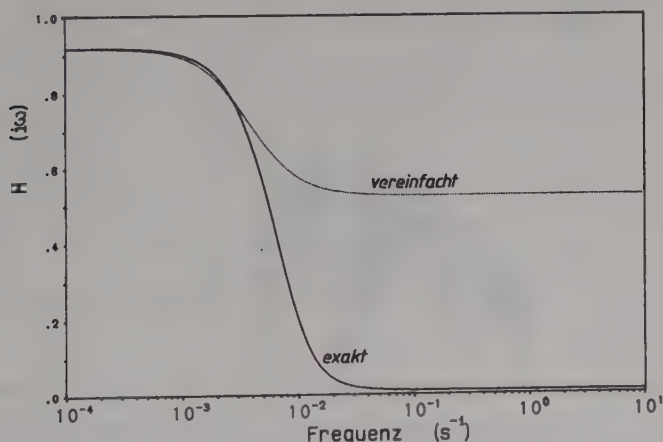


Bild 6.7: Bode-Diagramm einer Sprungfunktion der Kollektoreintrittstemperatur /6.5/

Das dynamische Verhalten ist insbesondere beim Thermosiphonsystem wichtig. Ein masseloser Kollektor führt zu starken Schwankungen in der Durchflußrate. Die Bilder 6.8 und 6.9 zeigen die mittlere Kollektortemperatur und die momentane Durchflußrate am 20.1.86, einem Tag mit stark schwankender Einstrahlung für die Thermosiphon-Anlage von Kapitel 4.2. Aufgetragen sind jeweils gemessene und berechnete Werte.

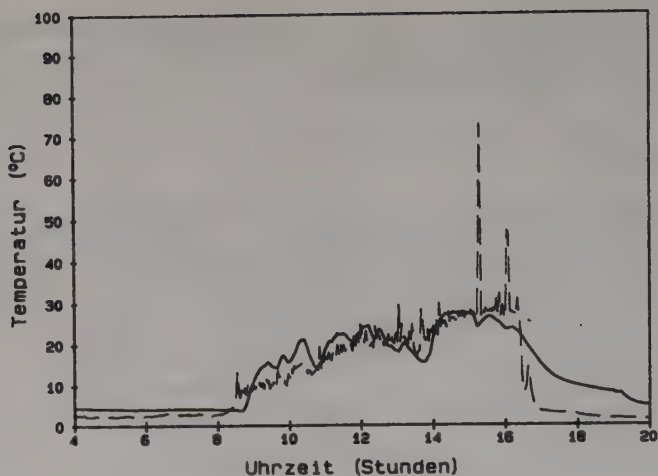


Bild 6.8: Mittlere Kollektortemperatur am 20.1.86
 —Messung --Simulation

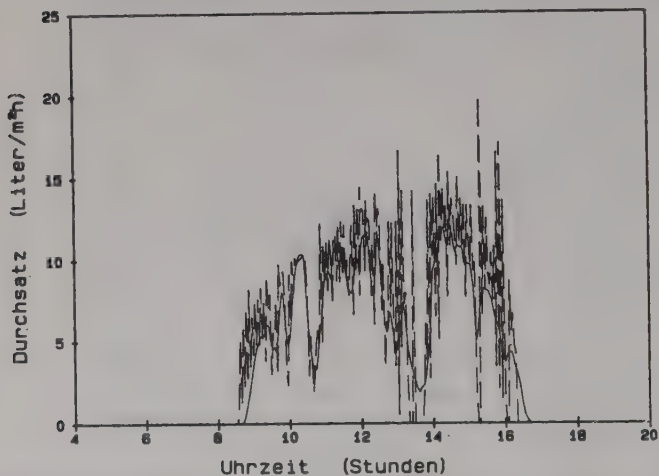


Bild 6.9: Momentane Durchflußrate am 20.1.86
 —Messung --Simulation

Aus dem dynamischen Verhalten kann man nicht auf das energetische Verhalten schließen. Einige Arbeiten /6.6-7/ haben den Einfluß der Kollektorwärmekapazität auf die gewonnene Solarenergie untersucht. Danach gibt es zwei Effekte: Speichereffekt und transientser Effekt /6.6/. Die Auswirkungen liegen bei 10 % im Solarenergieertrag. In Bild 6.10 und 6.11 sind Steigung, Achsenabschnitt und Anlaufschwelle von

Q_{sol} gegen die Kollektorwärmekapazität aufgetragen. Beide Größen ändern sich etwa um 10 %.

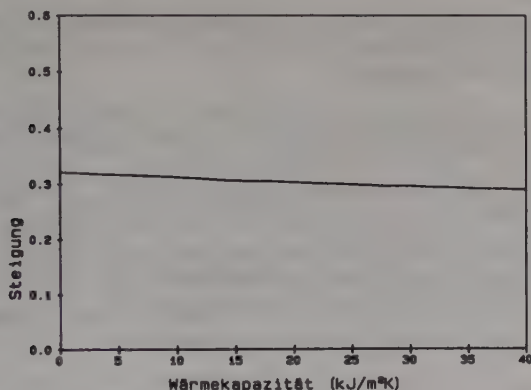


Bild 6.10: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(m_c)$

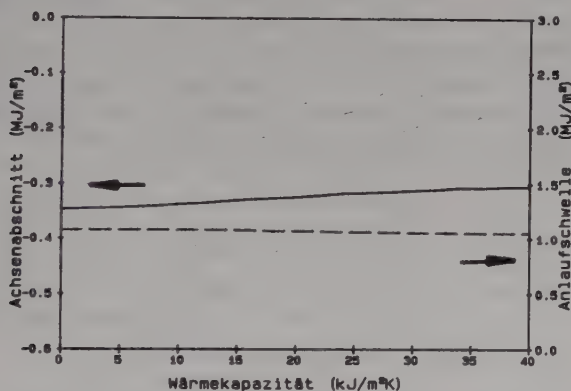


Bild 6.11: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(m_c)$

6.2 Wärmespeicher

Wenn in einer Solaranlage Wärme außerhalb der Einstrahlungszeiten benötigt wird, muß ein Wärmespeicher installiert sein. Solare Brauchwasseranlagen sind üblicherweise mit einem Wasserspeicher ausgerüstet.

Den Einfluß des Wärmespeichers auf das Systemverhalten kann man in 3 unterschiedliche Effekte aufteilen, denen verschiedene physikalische Vorgänge zugeordnet sind. Sie sollen daher getrennt behandelt werden:

- Wärmekapazität
- thermische Verluste
- Temperaturschichtung

Wärmekapazität

Für die folgenden Überlegungen habe der Speicher keine thermischen Verluste, sondern nur eine Wärmekapazität. Dann können zwei physikalische Effekte unterschieden werden:

(1) Speichereffekt: Er ermöglicht außerhalb der Betriebszeiten der Kollektorkreispumpe die Entnahme von Wärme aus der Solaranlage

(2) Temperatureffekt: Die Wärmekapazität erniedrigt während des Betriebs die Kollektortemperatur, da sie gegenüber einer Anlage ohne Speicher nicht so rasch ansteigen kann. Im Extremfall ohne Speicher und Last ist der Kollektor stets auf der maximal möglichen Temperatur. Im anderen Extremfall unendlich großer Wärmekapazität oder Last bleibt die Kollektortemperatur annähernd konstant. Eine niedrigere Kollektortemperatur bedeutet aber für das System einen höheren Kollektorwirkungsgrad und damit einen höheren Solarenergieertrag.

Der Speichereffekt dominiert bei kleinen Speichern bis ca 1/2 Tagesbedarf. Eine weitere Verbesserung des Systemwirkungsgrads durch den Speichereffekt bleibt bei einer Vergrößerung über einen Tagesbedarf aus. Der Temperatureffekt bleibt erhalten. Die folgenden Abbildungen 6.12 und 6.13 zeigen Steigung und Achsenabschnitt von Q_{sol} als Funktion des Speichervolumens V_s für konstante tägliche Zapfmenge (30 Liter/m²) und konstante Zapfrate während des Tages. Diese Aussage gilt nur für den eingeschwungenen Zustand. Wenn Tage unterschiedlicher Strahlungssumme aufeinanderfolgen, kann mit einem größeren Speicher Wärme von einem Tag in den nächsten übertragen werden.

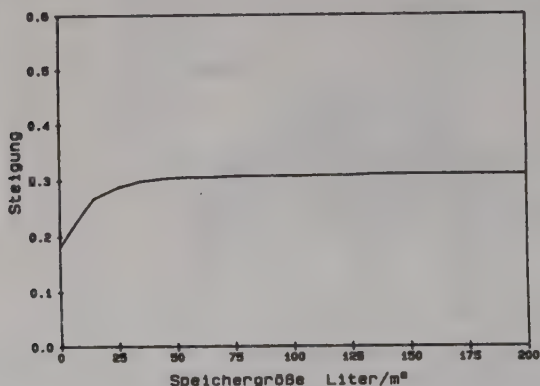


Bild 6.12: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(V_s)$

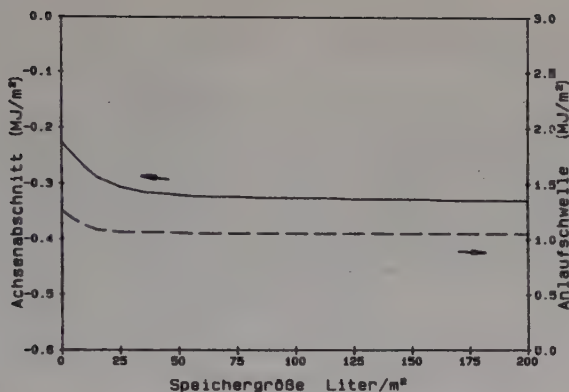


Bild 6.13: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(V_s)$

Thermische Verluste

Die thermischen Verluste eines Speichers treten als Wärmesenke auf, die dauernd an den Speicher angekoppelt ist. Der (durchmischte) Speicher kann diese Wärmelast von der entnommenen Warmwassermenge nicht unterscheiden. Der thermische Verlustkoeffizient U_s und die Speicher- raumtemperatur T_{as} gehen in die Referenztemperatur T_R ein. Die Speicherverluste erniedrigen die Kollektortemperatur und bewirken damit eine Erhöhung des momentanen Kollektorwirkungsgrades. Sie stellen jedoch einen Leckstrom im System dar. Die nutzbare Leistung geht für den Fall konstanter Zapfrate auf den Anteil $\dot{m}_{LcW}/(\dot{m}_{LcW} + U_s)$ zurück. Die Verbesserung des Wirkungsgrades macht den Verlust durch den Leckstrom nicht wett. Der Einbau eines Speichers lohnt sich energetisch nur dann, wenn der Gewinn durch die Wärmekapazität die thermischen Verluste übertrifft. (siehe Bild 6.14 bis 6.17)

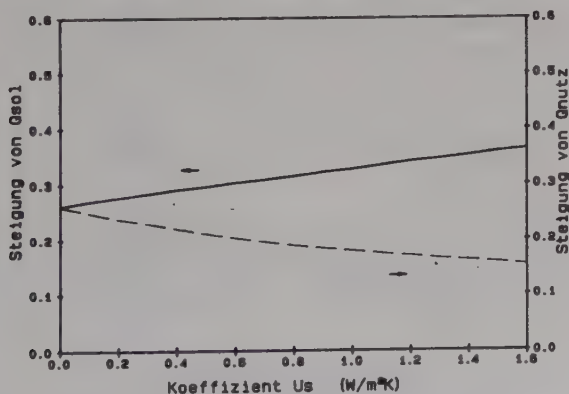


Bild 6.14: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(U_s)$

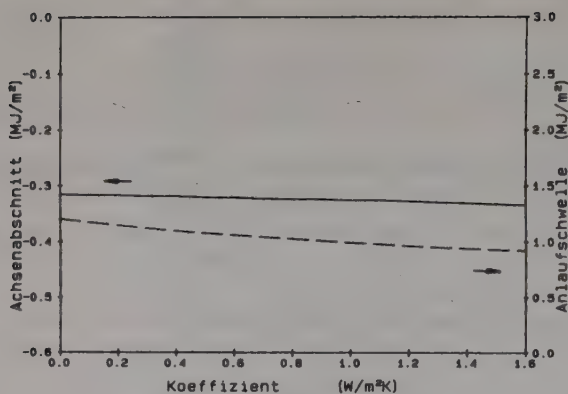


Bild 6.15: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{sol}} = f(U_s)$

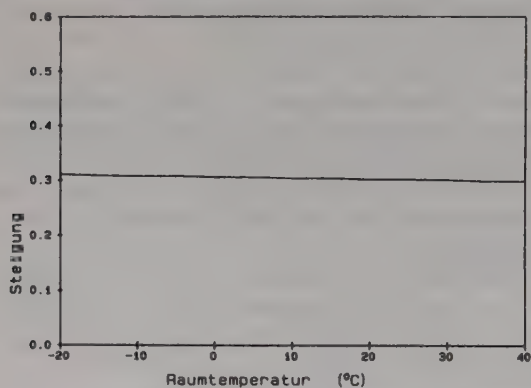


Bild 6.16: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{sol}} = f(T_{\text{as}})$

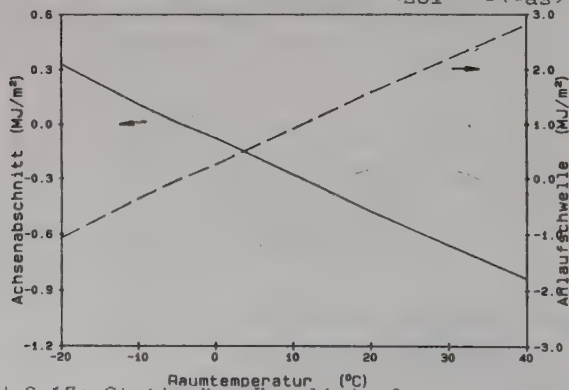


Bild 6.17: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{sol}} = f(T_{\text{as}})$

Temperaturschichtung

In jedem realen Speicher ist die Temperatur am Speicherkopf höher als am Speicherboden. Dies hat eine weitgehende Entkopplung der Speicher-
austrittstemperatur, der mittleren Speichertemperatur (Energieinhalt) und der Wärmetauschermittelemperatur zur Folge. Die Wärmelast durch Zapfung, die thermischen Verluste und die Wärmezufuhr vom Kollektorfeld beziehen sich also nicht länger auf die mittlere Speichertemperatur, sondern auf die obengenannten Temperaturen, die im Normalfall unterschiedlich sind. Im Ansatz eines linear geschichteten Speichers wurde versucht dies zu berücksichtigen. Bild 6.18 zeigt die ausgezeichneten Kennlinien der Wärmemengen Q_{sol} und Q_{nutz} für durchmischten und geschichteten Speicher. Die Ergebnisse für eine Jahresrechnung mit den Wetterdaten 1975 lauten: $Q_{sol}=3,67 \text{ MJ/m}^2$ und $Q_{nutz}=2,48 \text{ MJ/m}^2$. Diese Werte sind um 3 % besser als beim System mit durchmischten Speicher.

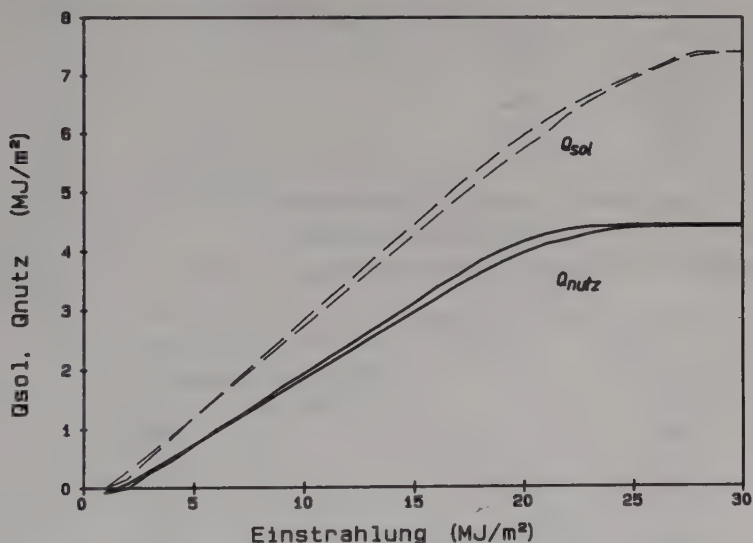


Bild 6.18: Stationäre Kennlinien für durchmischten (unten) und geschichteten (oben) Speicher

Andere Untersuchungen /6.8-9/ haben gezeigt, daß zwischen den beiden in der Praxis nicht vorkommenden Extremsituationen ideal durchmischter und ideal geschichteter Speicher beim Langzeitverhalten eine Differenz von etwa 10 %-Punkten möglich ist. Die Realität liegt zwischen diesen Werten.

6.3. Wärmetauscher

Im Gegensatz zur Annahme im physikalischen Modellansatz ist der Temperaturänderungsgrad des Wärmetauschers durchfluß- und temperaturabhängig. Zudem arbeitet der Wärmetauscher nur selten im stationären Zustand, so daß transiente Effekte eine Rolle spielen. In Bild 6.19 und 6.20 sind Steigung, Achsenabschnitt und Anlaufschwelle von Q_{sol} als Funktion des Temperaturänderungsgrads ε aufgetragen. Wie man sieht, hat ε in einem großen Bereich nur geringen Einfluß auf Q_{sol} .

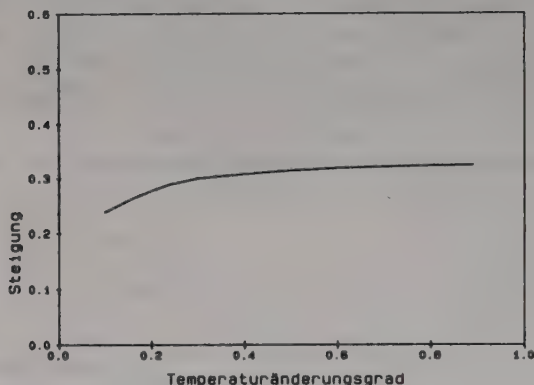


Bild 6.19: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\varepsilon)$

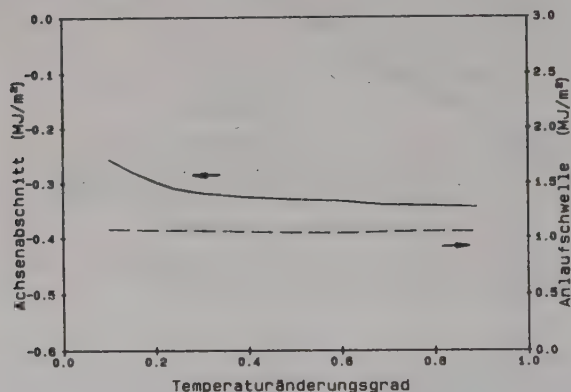


Bild 6.20: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\varepsilon)$

7. EINFLUSS DER STEUERUNG

7.1 Durchflußrate

Die Durchflußrate im Kollektorkreis wirkt sowohl auf den Kollektor als auch auf den Wärmetauscher zurück. Die Wärmeübertragungszahlen sind stark durchflußabhängig, so daß eine Erhöhung des Durchflusses eine Verbesserung des Wärmeübergangs bewirkt.

In Bild 7.1 und 7.2 ist Q_{sol} für eine Variation der Durchflußrate dargestellt. Bei sehr kleinen Durchflußraten sinkt Q_{sol} signifikant ab und geht für große Durchflußraten in die Sättigung. Der Verlauf ist ähnlich wie in Bild 6.19/20, da $\dot{m}_f$ und ε in dieselbe Größe $\propto$ eingehen. Die Anlaufschwelle für die Einstrahlung bleibt ungefähr konstant.

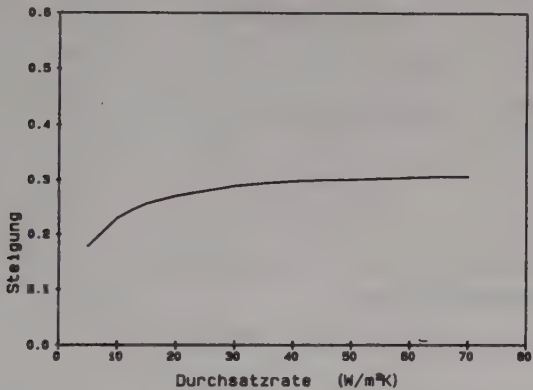


Bild 7.1: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\dot{m}_f c_f)$

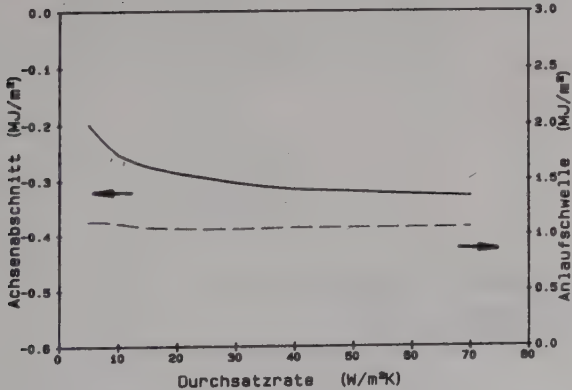


Bild 7.2: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\dot{m}_f c_f)$

7.2 Schaltkriterien

Bei einer Temperaturdifferenzregelung gibt es die beiden Wahlmöglichkeiten ΔT_{ein} und ΔT_{aus} . Außerdem ist die Position der Temperaturfühler im Speichertank und Kollektor wichtig.

In Bild 7.3 und 7.4 ist Q_{sol} für eine Variation der Einschaltdifferenz dargestellt. ΔT_{aus} war konstant 2 K. Bei sehr großen Temperaturdifferenzen sinkt Q_{sol} signifikant ab und geht später in die Sättigung. Die Anlaufschwelle bleibt ungefähr konstant. In Bild 7.5 und 7.6 ist dasselbe für die Ausschalttemperaturdifferenz aufgetragen. ΔT_{ein} war hier 6 K.

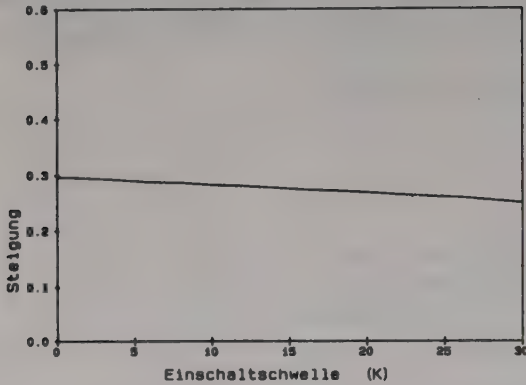


Bild 7.3: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{sol}} = f(\Delta T_{\text{ein}})$

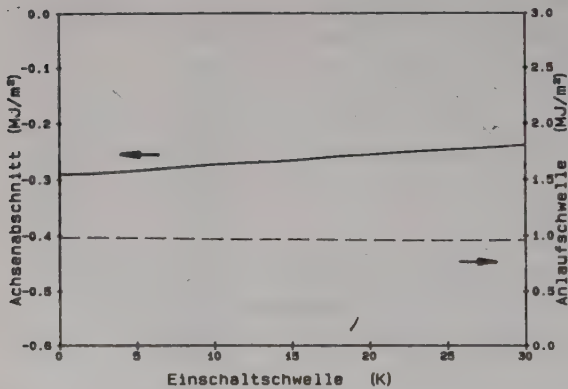


Bild 7.4: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{sol}} = f(\Delta T_{\text{ein}})$

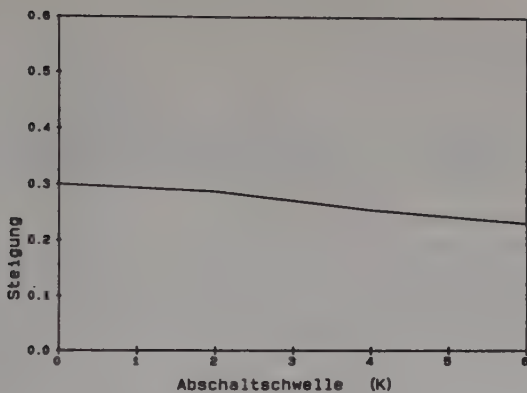


Bild 7.5: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\Delta T_{aus})$

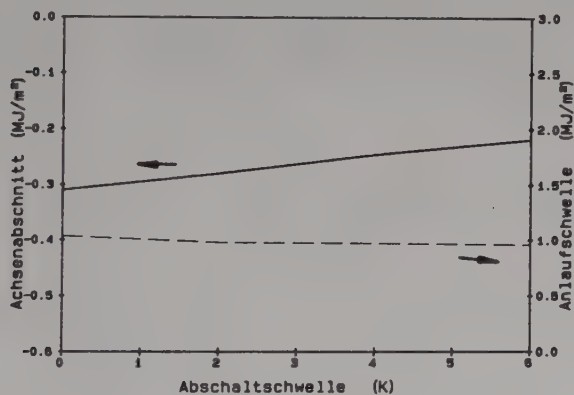


Bild 7.6: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\Delta T_{aus})$

8. EINFLUSS DES ZUSATZENERGIESYSTEMS

Solarenergie ist nicht zu jeder Zeit verfügbar, deshalb ist nahezu jede Solaranlage mit einem Zusatzenergiesystem ausgestattet, das die Anforderungen des Verbrauchers in solchen Fällen befriedigt.

Das Zusatzenergiesystem ist in den meisten Fällen entweder eine elektrische Heizung oder der Kessel der konventionellen Gebäudeheizung. Nachheizung mit elektrischem Strom hat den Vorteil, daß die Endenergie fast zu 100 % in nutzbare Wärmeenergie umgewandelt wird. Allerdings gehen bei der Stromerzeugung bereits im Kraftwerk etwa 2/3 der Primärenergie verloren. Ein moderner Heizkessel verbrennt den Energieträger Öl oder Gas mit einem feuerungstechnischen Wirkungsgrad von etwa 90 %. Die unvermeidlichen Stillstandsverluste bewirken jedoch bei schwacher Auslastung eine Verringerung des Nutzungsgrades bis auf 20 - 40 % /8.1-2/. Bild 8.1 zeigt das Verhältnis Nutzleistung/Nennleistung bei Teillastbetrieb eines modernen Gaskessels mit den technischen Daten von Tabelle 8.1. Dabei wurde bis 0,5 % Auslastung von einer Taktzeit von 12 Stunden, darunter von 24 Stunden ausgegangen. Dies bedeutet, daß der Kessel während 12 oder 24 Stunden mindestens einmal läuft, und dabei eine nutzbare Heizenergie erzeugt, die einem Bruchteil der Nennleistung entspricht.

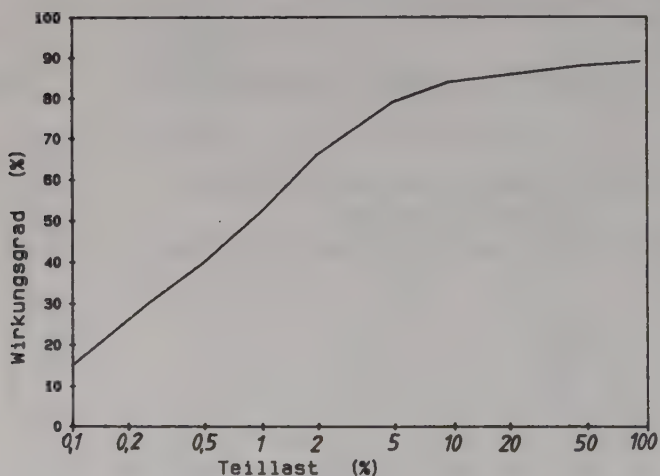


Bild 8.1: Kennlinie eines Heizkessels

Tabelle 8.1: Technische Daten eines Gaskessels
für Einfamilienhäuser

Nennleistung:	22	kW
feuerungstechnischer Wirkungsgrad:	0,90	
Wärmekapazität (Wasserwert):	50	Liter
thermische Halbwertszeit:	10	h
maximale Kesseltemperatur:	70	°C

8.1 Externe Nachheizung

Hier ist das Zusatzenergiesystem außerhalb des Solarspeichers installiert und diesem im Brauchwasserkreis nachgeschaltet.

Durchlauferhitzer (elektrisch oder Gas)

Diese Geräte heizen den Wasserstrom während der Entnahme auf. Sie müssen eine hohe Anschlußleistung und eine geringe Wärmekapazität besitzen. Der Wirkungsgrad ist hoch. Der Grund dafür ist die gute Umwandlung von elektrischer Energie in Wärme und die geringe Wärmekapazität, wodurch thermische Verluste durch Auskühlung des Durchlauferhitzers klein gehalten werden. Es ist dann $Q_{aux} = Q_{ww} - Q_{nutz}$, falls $Q_{aux} > 0$. Daher liegt die Kennlinie für die Zusatzenergie mit der Kennlinie von Q_{sol} und Q_{nutz} fest.

Beispiel: Referenzsystem I für Wetterdaten Weihenstephan 1975
Last: 180 Liter/Tag, 50/15 °C (4,39 MJ/m²)

175-Liter-Speicher ($U_s=2W/K$):		300-Liter-Speicher ($U_s=3,6W/K$):	
Q_{nutz} :	2,40 MJ/m ²	Q_{nutz} :	2,36 MJ/m ²
Q_{sol} :	3,14 MJ/m ²	Q_{sol} :	3,60 MJ/m ²
Q_{aux} :	1,98 MJ/m ²	Q_{aux} :	2,03 MJ/m ²

Externer Nachheizspeicher

Der externe Nachheizspeicher erhält nur dann Solarenergie wenn gezapft wird, ansonsten ist er abgekoppelt von der Solaranlage. Der Speicher hat jedoch thermische Verluste und erhöht damit die Last im System. Dies wirkt auf das Verhalten der Kollektoranlage zurück. Zu den Speicherverlusten können noch Umwandlungsverluste bei Heizkesselanlagen kommen. Die Stillstandsverluste steigen nun bei geringem Leistungsbedarf an. Dieser Effekt läuft der Einsparung durch Solarenergie entgegen.

Beispiel: Referenzsystem I für 1975

Last: 180 Liter/Tag, 50/15 °C (4,39 MJ/m²)

Solarspeicher: 175 Liter, $U_S=2,0$ W/K

Nachheizspeicher: 125 Liter, $U_P=1,8$ W/K

elektrische Nachheizung:

Q_{nutz} : 2,26 MJ/m²
 Q_{sol} : 3,24 MJ/m²
 Q_{aux} : 2,86 MJ/m²

Nachheizung mit Gaskessel:

Q_{nutz} : 2,26 MJ/m²
 Q_{sol} : 3,24 MJ/m²
 Q_{aux} : 4,04 MJ/m²

8.2 Interne Nachheizung

Ein Teil des Solarspeichers, das sogenannte Bereitschaftsvolumen, wird ständig mit einem elektrischen Heizstab oder einem Heizkessel auf einer Solltemperatur gehalten. Der Wärmetauscher im Kollektorkreis befindet sich im unteren Teil des Speichers. Die Temperaturschichtung ist stabil, daher arbeitet die Solaranlage mit einem um den Bereitschaftsteil verkleinerten Tankvolumen. Wenn die Temperatur im Solarteil die Solltemperatur erreicht, erwärmt sich der Speicher bei weiterer Wärmezufuhr insgesamt, d. h. die Wärmekapazität und die Verluste des Solarspeichers erhöhen sich. In der Kennlinie äußert sich dies durch ein Abknicken nach oben.

Beispiel: Referenzsystem I für 1975

Last: 180 Liter, 50/15 °C (4,39 MJ/m²)

Solarspeicher: 175 Liter, $U_S=2,0$ W/K

Nachheizteil: 125 Liter, $U_P=1,8$ W/K

elektrische Heizung:

Q_{nutz} : 2,39 MJ/m²
 Q_{sol} : 3,39 MJ/m²
 Q_{aux} : 2,73 MJ/m²

Gaskessel:

Q_{nutz} : 2,39 MJ/m²
 Q_{sol} : 3,39 MJ/m²
 Q_{aux} : 3,78 MJ/m²

9. EINFLUSS DER WARMELAST

Bei einer solaren Brauchwasseranlage wird dem System Wärme entnommen, indem warmes Wasser aus dem Speicher gezapft wird und die entsprechende Menge kalten Wassers nachläuft. Die Wärmelast ist durch mehrere Variablen charakterisiert:

(1) Die tägliche Zapfmenge bestimmt die benötigte Warmwasserenergie. Sie schwankt von Tag zu Tag. Sie liegt manchmal um den Faktor 2 bis 3 über dem durchschnittlichen Wert (Badetag) oder sinkt bis auf Null ab (Abwesenheit der Bewohner). Der durchschnittliche Warmwasserbedarf ist eine Funktion der Zahl und der Ansprüche der Verbraucher. In Deutschland findet man Werte zwischen 30 und 50 Liter pro Person und Tag.

(2) Die Temperatur des Kaltwasserzulaufs ist zeitlich und örtlich nicht konstant. Sie liegt nahe an der Jahresmitteltemperatur der Außenluft (in Deutschland bei 8 - 12 °C), wenn der Eintritt des kalten Wassers auf kurzem Wege von der Trinkwasserleitung gespeist wird. Andererseits wird die Wasserleitung mancherorts bis zum Eintritt in den Speicher erwärmt, etwa vom Gebäude, so daß die Eintrittstemperatur höher als die Grundwassertemperatur und zudem Schwankungen ausgesetzt ist.

(3) Die Warmwassersolltemperatur hängt direkt von den Ansprüchen des Benutzers ab. Die Temperatur des Brauchwassers in Haushalten liegt üblicherweise zwischen 45 und 55 °C. In speziellen Anwendungsbereichen, wie im Hotelgewerbe oder in Krankenhäusern, werden jedoch höhere Temperaturen bis 80 °C benötigt.

(4) Das Zapfprofil über den Tag gibt an, zu welcher Tageszeit wieviele Liter warmes Wasser benötigt werden. Hierin spiegeln sich die Lebensgewohnheiten der Verbraucher wieder, so daß von Anlage zu Anlage mit starken Unterschieden zu rechnen ist.

9.1 Zapfvolumen

Aus der täglich entnommenen Warmwassermenge errechnet sich eine mittlere Wärmeabfuhrate $\dot{m}_{LCW}$ in W/m^2 bzw. $\dot{m}_L$ in $Liter/m^2$ über den Tag. Sie legt den Wärmewiderstand zwischen Speicher und Wärmesenke (siehe Bild 3.3) fest. Der solare Energieertrag und die Nutzenergie steigen, wenn $\dot{m}_L$ wächst. Gleichzeitig erniedrigen sich die mittlere Speichertemperatur und der solare Deckungsgrad. Die Wärmeabfuhrate $\dot{m}_{LCW}$ geht in die Koeffizienten der Differentialgleichungen und in die ausgezeichneten Kennlinien der Anlage ein. Bild 9.1 und 9.2 zeigen die Steigung, den Achsenabschnitt und die Anlaufschwelle der stationären Kennlinie von Q_{sol} als Funktion der Wärmelast für das Referenzsystem Ia von Kapitel 4.

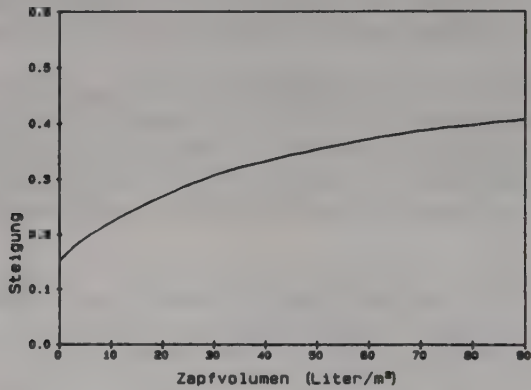


Bild 9.1: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\dot{m}_L)$

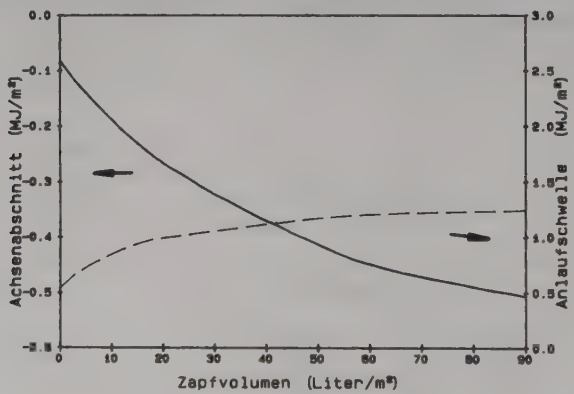


Bild 9.2: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(\dot{m}_L)$

9.2 Temperaturniveau

Kaltwassertemperatur

Die Kaltwasserzulaufteperatur T_{kw} steht in der Beziehung der Referenztemperatur der Wärmesenke. Sie geht direkt in den Achsenabschnitt der ausgezeichneten Kennlinie ein. Indirekt ändert sie über die Schaltzeiten der Anlage geringfügig die Steigung der Kennlinie. Siehe Bild 9.3 und 9.4 (Rechnung bei konstanter Zapfmenge).

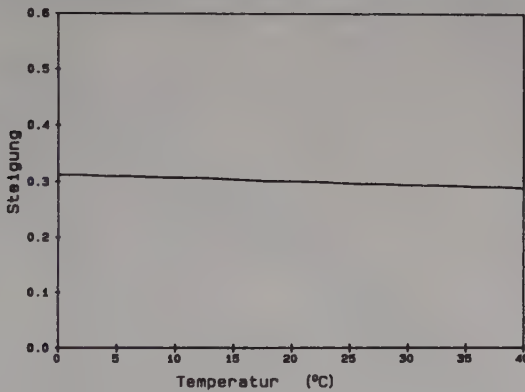


Bild 9.3: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(T_{kw})$

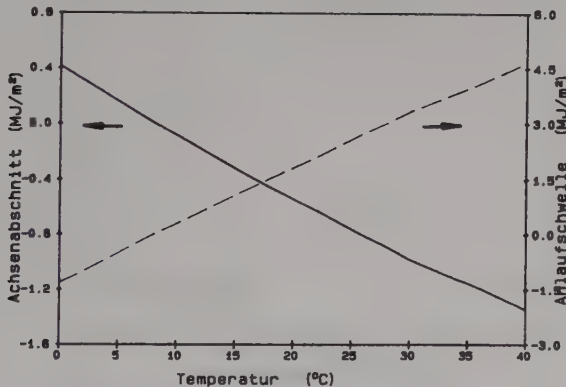


Bild 9.4: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(T_{kw})$

Wenn in der Simulation mit Mittelwerten von T_{kw} gerechnet wird, so ist der Mittelwert über den für die Anlage wirksamen Zeitraum, d. h. während der Wasserentnahme, zu bilden.

Warmwassersolltemperatur

Anderung von T_{ww} bei konstanter Wärmelast

Die mittlere Zapfrate $\dot{m}_L$ ändert sich gemäß $\dot{m}_L2 = \dot{m}_L1 \cdot (T_{ww1} - T_{kw}) / (T_{ww2} - T_{kw})$. Die ausgezeichneten Kennlinien im Bereich konstanter Zapfmengen liegen bei höheren Warmwassersolltemperaturen und damit niedrigeren Zapfmengen flacher im Diagramm und erreichen den Sättigungsbereich bei höheren Einstrahlungen. Der Jahresnutzungsgrad wird dadurch schlechter. In Bild 9.5 und 9.6 sind die stationären Kennlinien des Solarenergieertrags und der nutzbaren Energie für drei Anwendungsfälle bei einer Wärmelast von $4,39 \text{ MJ/m}^2$ (180 Liter/Tag Wasserentnahme; $T_{ww} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$) dargestellt.

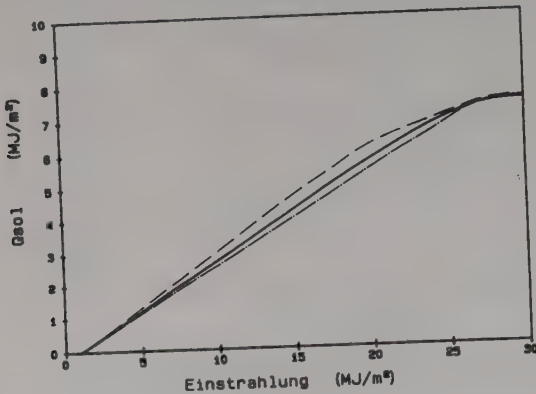


Bild 9.5: Stationäre Kennlinien Q_{sol}
 — $T_{ww} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$; --- $T_{ww} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; -.- $T_{ww} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

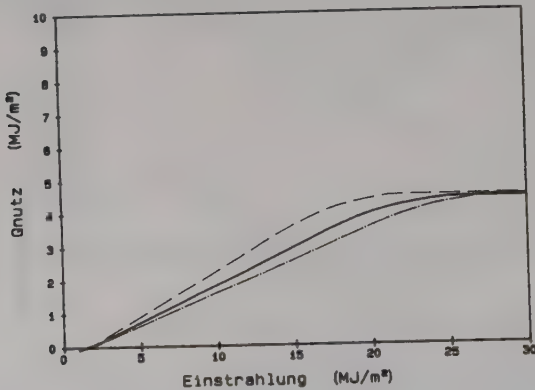


Bild 9.6: Stationäre Kennlinien Q_{nutz}
 — $T_{ww} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$; --- $T_{ww} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; -.- $T_{ww} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

Anderung von T_{WW} bei konstantem Volumen

Die Wärmelast ändert sich faktisch entsprechend der Variation der Warmwassersolltemperatur. Die ausgezeichneten Kennlinien bleiben im Bereich II (konstante tägliche Zapfmenge) ortsfest. Die maximale Wärmelast verschiebt sich zu höheren oder niedrigeren Werten. In Bild 9.7 und 9.8 sind die stationären Kennlinien von Q_{sol} und Q_{nutz} für drei Anwendungsfälle (180 Liter/Tag Wasserentnahme) aufgetragen.

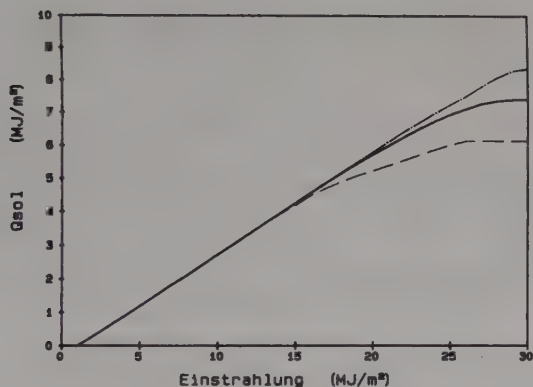


Bild 9.7: Stationäre Kennlinien Q_{sol}
 --- $T_{WW} = 40^\circ C$; — $T_{WW} = 50^\circ C$; -.- $T_{WW} = 60^\circ C$

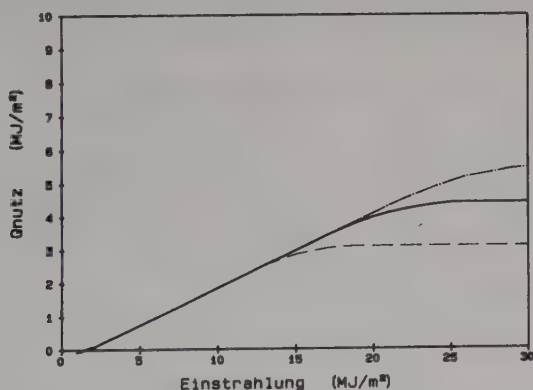


Bild 9.8: Stationäre Kennlinien Q_{nutz}
 --- $T_{WW} = 40^\circ C$; — $T_{WW} = 50^\circ C$; -.- $T_{WW} = 60^\circ C$

9.3 Zapfprofil

Die Kollektoren einer Solaranlage können um so mehr Energie liefern, je mehr sich die Zeitabschnitte der Einstrahlung und der Wasserentnahme überlappen. Das Kollektorfeld allein, ohne Speicher, zeigt ein extremes Verhalten. Wenn während des Tages nichts gezapft wird, kann keine Nutzenergie geliefert werden. Ein Speicher rettet, die Solarenergie, die tagsüber gesammelt wird, in die Nacht.

Die Auswirkungen des Zapfzeitpunkts auf den Nutzenergieertrag und den Solarenergieertrag zeigen folgende Beispielrechnungen (Referenzsystem Ia; stationärer Betriebspunkt $H=12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=7,4 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{as}=13 \text{ }^\circ\text{C}$):

Es wird jeweils während zwei Stunden des Tages mit konstanter Zapfrate ein Wasservolumen von 180 Litern gezapft. Der mittlere Zeitpunkt des Entnahmeintervalls wird von 0 bis 24 Uhr verschoben. In Bild 9.9 sind der Solarenergieertrag Q_{sol} und die nutzbare Energie Q_{nutz} als Funktion des Zapfzeitpunkts, sowie Q_{sol} für konstante Zapfrate von 0 bis 24 Uhr, eingezeichnet. Das System hat einen 90-Liter-Speicher mit Wärmeverlustkoeffizient $U_s = 0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$. Der Zeitpunkt der Zapfung wirkt sich während der Nachtstunden nicht auf den solaren Energieertrag aus, wohl aber auf die Verteilung zwischen Nutzenergie und thermischen Verlusten. Der Nutzenergieertrag variiert sehr viel stärker als Q_{sol} . Wird erst gegen Morgen gezapft, so reduziert sich Q_{nutz} um die thermischen Verluste des Speichers während der Nacht. Wie zusätzliche Rechnungen für das gleiche System mit Speicherverlustkoeffizient $U_s=0$ zeigen, bleibt der Verlauf von Q_{sol} annähernd gleich. Q_{sol} verschiebt sich im Diagramm lediglich nach unten.

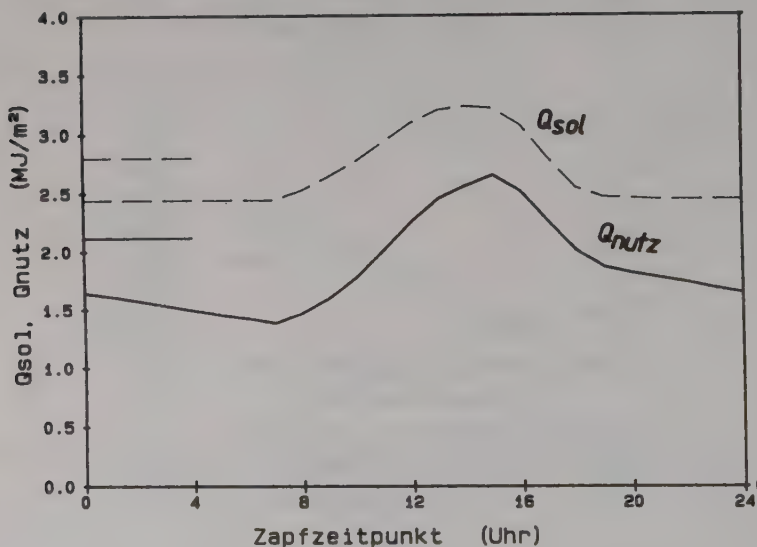


Bild 9.9: Q_{sol} und Q_{nutz} als Funktion des Zapfzeitpunkts

Aus dem Verhältnis $Q_{\text{nutz}}/Q_{\text{sol}}$ kann man eine Speicherverweilzeit Δt_s definieren. Sie soll diejenige Zeit sein, die bei den herrschenden thermischen Verlusten vergehen muß, bis die Energiemenge Q_{sol} im Speicher auf den Wert Q_{nutz} abgesunken ist. Also:

$$Q_{\text{nutz}}/Q_{\text{sol}} = \exp(-U_s/(m_s c_w)) \Delta t_s \quad (9.1)$$

Für konstante Zapfrate während des Tages und $T_{\text{kw}} = T_{\text{as}}$ ist:

$$Q_{\text{nutz}}/Q_{\text{sol}} = \dot{m}_{\text{LcW}}/(\dot{m}_{\text{LcW}} + U_s) \quad (9.2)$$

und damit

$$\Delta t_s = -m_s c_w / U_s \ln(Q_{\text{nutz}}/Q_{\text{sol}}) \quad (9.3)$$

Falls $T_{\text{kw}} \neq T_{\text{as}}$ ist, gilt in guter Näherung für das Energieverhältnis

$$Q'_{\text{nutz}}/Q'_{\text{sol}} = Q_{\text{nutz}}/(Q_{\text{sol}} + U_s (T_{\text{kw}} - T_{\text{as}}) 24 \text{ h}) \quad (9.4)$$

Wobei Q_{nutz} und Q_{sol} die Werte für $T_{\text{kw}} = T_{\text{as}}$ bedeuten. Die Näherung gilt nur für den Quotienten. Beide Größen Q_{nutz} und Q_{sol} ändern sich, wenn sich die Speicherraumtemperatur T_{as} ändert.

In Bild 9.10 sind die Speicherverweilzeiten für das System (Bild 9.9) zusammen mit dem Wert für konstante Zapfung über 24 Stunden eingetragen. Man erkennt, daß diese Zeit von 15 bis 7 Uhr linear ansteigt und von 7 bis 15 Uhr ungefähr linear abnimmt. Im Anstieg der Verweilzeit drückt sich die Zeitdifferenz zwischen Wärmeentnahme und Wärmelieferung aus. Im Abfall der Verweilzeit spielt derselbe Effekt eine Rolle. Daneben erhöht sich die Ausbeute des Kollektors wegen der Absenkung der Betriebstemperatur, was dazu führt, daß die Steigung

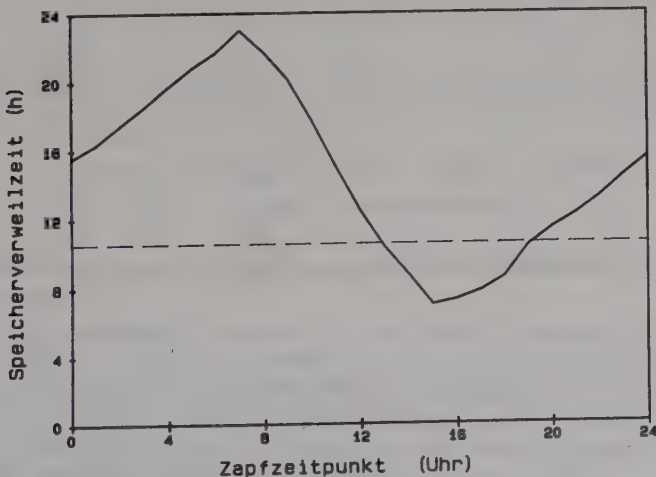


Bild 9.10: Speicherverweilzeit als Funktion des Zapfzeitpunkts

betragsmäßig doppelt so groß ist wie im ansteigenden Ast. Die Speicherverweilzeit für konstantes Zapfen liegt deutlich unterhalb des Mittelwerts. Die Knickpunkte im Kurvenverlauf rühren von Ungenauigkeiten in der Berechnung her. Die Speicherverweilzeit ist eine sehr empfindliche Größe. Sie verschiebt sich bereits um 1 Stunde, wenn sich das Energieverhältnis $Q_{\text{nutz}}/Q_{\text{sol}}$ um 1 Prozent ändert.

Beide genannten Effekte lassen sich separieren, indem man die Nutzenergie stets auf die Solarenergie für den Fall reiner Nachtzapfung bezieht. In Bild 9.11 sind die so berechneten Speicherverweilzeiten zusammen mit dem Wert für konstante Zapfrate eingetragen. Jetzt ist der letztere Wert das arithmetische Mittel über 24 Stunden. Man erkennt wieder deutlich zwei Bereiche: Beim Bereich der Nachtzapfung von 19 bis 7 Uhr verlängert sich die Speicherverweilzeit um den Zeitraum, der zwischen 19 Uhr und dem Zapfzeitpunkt verstrichen ist. Im anderen Bereich zwischen 7 und 19 Uhr überlappen sich Wärmeentnahme und Wärmelieferung. Die Verschiebung um 1 Stunde gegenüber dem Strahlungsmaximum 12 Uhr ist auf die Wärmekapazitäten von Kollektor und Speicher zurückzuführen. Die Speicherverweilzeit wird teilweise negativ. Dies bedeutet, daß das System mehr nutzbare Energie liefern kann als bei reiner Nachtzapfung an Solarenergie in den Speicher gelangt.

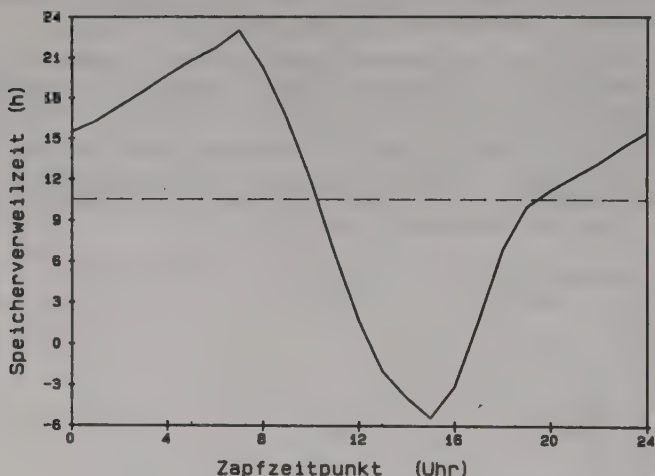


Bild 9.11: Speicherverweilzeit als Funktion des Zapfzeitpunkts

Der Verlauf der Speicherverweilzeit ist nahezu unabhängig von der Güte des Kollektorfeldes und des Wärmetauschers. In Bild 9.12 ist dies für Referenzsystem Ia mit 175-Liter-Speicher ($U_S=0,33 \text{ W/m}^2\text{K}$) und zwei Kollektorvarianten dargestellt. Die Speicherverweilzeiten mit Kollektor 1 ($\eta_o=0,71$; $U_L=4,3 \text{ W/m}^2\text{K}$) und Kollektor 2 ($\eta_o=0,75$; $U_L=2,3 \text{ W/m}^2\text{K}$) sind nahezu gleich für den Arbeitspunkt $H=12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=7,4 \text{ }^\circ\text{C}$ und $T_{as}=13 \text{ }^\circ\text{C}$ (Kurve 2 und 3 in Bild 9.12). Der Kurvenverlauf ist ebenso unabhängig vom Arbeitspunkt, solange das System im Betriebsbe-

reich konstanter Zapfmenge ist. Kurve 1 in Bild 9.12 gibt die Speicherverweilzeiten für Kollektor 1 für den Arbeitspunkt $H=24 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=7,4 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{as}=13 \text{ }^\circ\text{C}$ an. Sie unterscheidet sich prinzipiell von den beiden anderen Kurven. Das System befindet sich im Betriebsbereich konstanter Wärmelast, d. h. die nutzbare Energie Q_{nutz} ist für alle Zapfzeitpunkte gleich groß. Lediglich der Solarenergieertrag ändert sich mit dem Zapfzeitpunkt geringfügig. Wird während der Nacht gezapft, sind die thermischen Speicherverluste höher, also Q_{sol} und damit auch Δt_s größer. Umgekehrt ist es, wenn tagsüber gezapft wird.

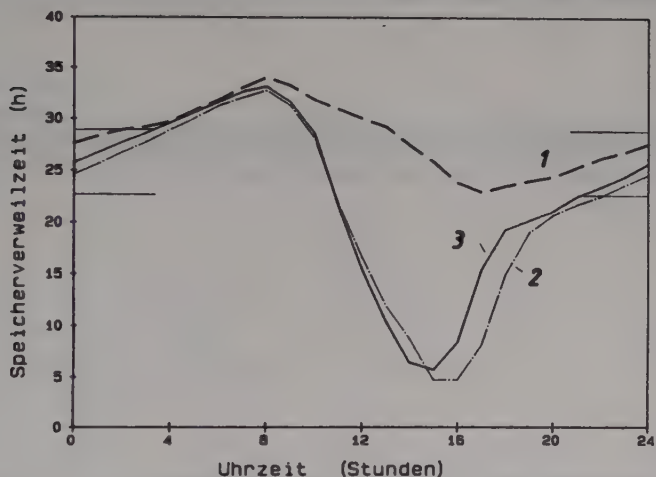


Bild 9.12: Speicherverweilzeit als Funktion des Zapfzeitpunkts

Wenn ein beliebiges Zapfprofil vorgegeben ist, kann man die effektive Speicherverweilzeit mit Hilfe der Kurven in Bild 9.11 und 9.12 berechnen. Sie ist das gewichtete Mittel über die Zeiten Δt_s mit $\dot{m}_L > 0$. Daraus folgt:

$$\Delta t_{\text{seff}} = (1/\dot{m}_L) \cdot \sum_{i=1}^n \dot{m}_{Li} \cdot \Delta t_i \cdot \Delta t_{si} \quad (9.5)$$

Dabei wird insgesamt n mal gezapft mit den Zapfraten $\dot{m}_{Li}$ und den Zapfzeiten Δt_i .

Die Amplitude von Q_{sol} als Funktion des Zapfzeitpunkts wird umso geringer, je größer die Wärmekapazität des Speichers im Vergleich zum Zapfvolumen wird. Der Speicher entkoppelt Wärmequelle und Wärmesenke. In Bild 9.13 ist Q_{sol} , berechnet ohne Speicherverluste, als Funktion des Speichervolumens für 3 Varianten aufgetragen. Variante 1 ist konstante Zapfung über den Tag. Variante 2 ist Zapfung nur morgens

zwischen 4 und 6 Uhr, was eine schlechte Solarenergieausbeute bedeutet, und in Variante 3 wurde zwischen 11 und 17 Uhr gezapft, was eine sehr gute Solarenergieausbeute bedeutet. Für sehr große Speichervolumina gleichen sich die Solarenergieerträge asymptotisch an. Bei einem Speichervolumen, das dem halben Tagesbedarf entspricht, ist der Abstand zwischen dem Ertrag bei konstanter Zapfrate und der besten bzw. schlechtesten Ausbeute $\pm 18\%$. Ist das Speichervolumen ein ganzer Tagesbedarf verringern sich diese Werte auf $\pm 8\%$. Andere Untersuchungen /9.1-2/ haben ebenfalls gezeigt, daß bei einem Speichervolumen von mehr als einem Tagesbedarf, das Lastprofil die solare Deckungsrate nur wenige Prozent verändern kann.

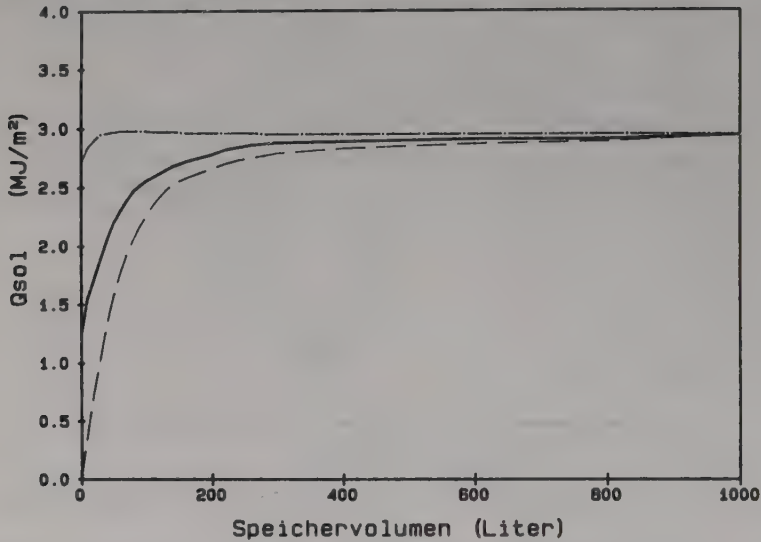


Bild 9.13: Q_{sol} als Funktion des Speichervolumens
 --- Warmwasserentnahme von 11 bis 17 Uhr
 — Warmwasserentnahme von 0 bis 24 Uhr
 -.- Warmwasserentnahme von 4 bis 6 Uhr

10. EINFLUSS DER METEOROLOGIE

Zwei meteorologische Variablen gehen in das physikalische Modell von Kapitel 3 ein: die solare Bestrahlungsstärke G bzw. die Tagessumme H und die Umgebungstemperatur T_a . Der Einfluß von G dominiert, was man aus der Leerlauftemperatur des Kollektors $T_L = \eta_0 / U_L G + T_a$ ersieht. Bei einer Schwankung der Einstrahlung um 100 W/m^2 ändert sich T_L um 10 bis 30 K (je nach Kollektorgüte), wogegen T_a während des ganzen Jahres zwischen -10 und $30 \text{ }^\circ\text{C}$ bleibt.

10.1 Einstrahlung

Bild 10.1 und 10.2 zeigen die Steigung, den Achsenabschnitt und die Anlaufschwelle von Q_{Sol} als Funktion von H . Die stationären Kennlinien von Kapitel 5 sind nahezu unabhängig von der Strahlungssumme H .

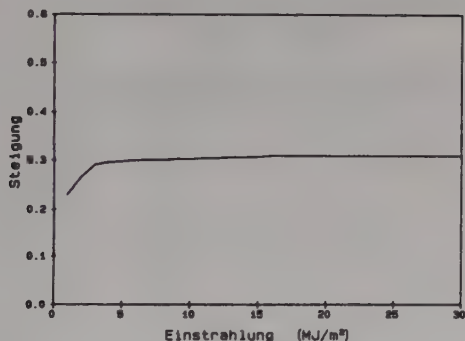


Bild 10.1: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{Sol}} = f(H)$

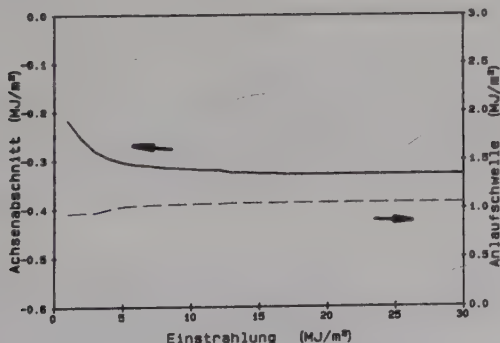


Bild 10.2: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{Sol}} = f(H)$

Die Abhängigkeit der Kennlinie von der Tageslänge zeigen die Abbildungen 10.3 und 10.4.

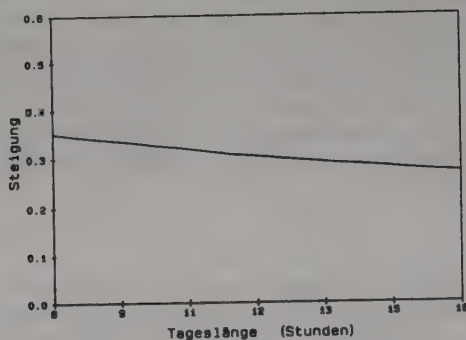


Bild 10.3: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(t_d)$

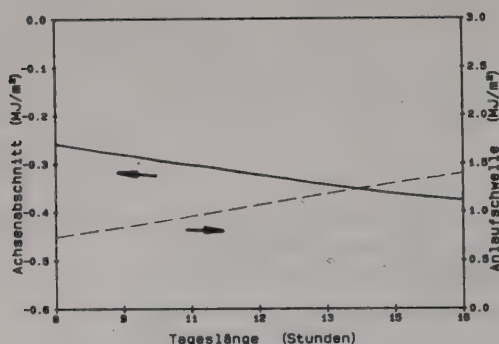


Bild 10.4: Stationäre Kennlinie $Q_{sol} = f(t_d)$

Die Formeln für den solaren Energieertrag der vorangegangenen Kapitel benutzen ausnahmslos einen sinusförmigen Strahlungsverlauf bei festgelegter Tagessumme H und Tageslänge t_d . Daneben gibt es, in engen Grenzen, weitere Freiheitsgrade der Bestrahlungsstärke. Das Verhältnis der Diffus-/Direktrahlung kann zwischen 0,25 und unendlich liegen. Es beeinflusst über die Winkelabhängigkeit von η_0 das Systemverhalten (siehe Kapitel 2 und 6).

Der zeitliche Verlauf der Einstrahlung G kann während des Tages von der Sinuskurve stark abweichen. Das gilt für einzelne Tage. Bei mittleren Tagesverläufen ist die Bestrahlungsstärke dem Sinus gut angenähert. Die Bilder 10.5 bis 10.7 zeigen die mittleren Stundenwerte der Bestrahlungsstärke für ein Jahr und für die Monate Januar und Mai und sinusförmige Halbwellen gleichen Integrals. Als Wetterbasis waren

stündliche Mittelwerte von Weihenstephan vom Jahr 1975 verfügbar /10.1/. Die Werte waren in Horizontalebene gemessen und wurden auf 45 Grad Neigung umgerechnet. Die Abweichungen der Sinuskurve von den realen Mittelwerten sind mit maximal $\pm 80 \text{ W/m}^2$ gering.

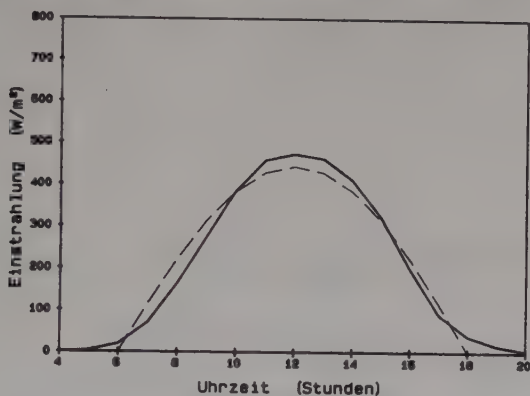


Bild 10.5: Tagesgang der Einstrahlung 1975 und äquivalente Sinuskurve

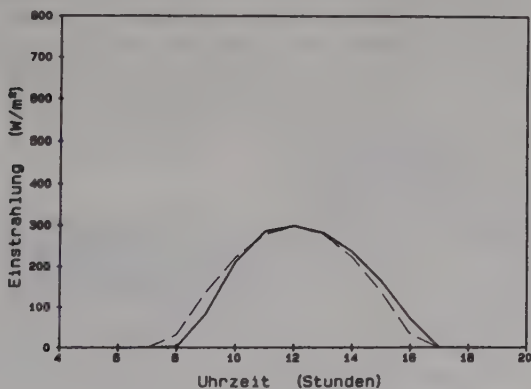


Bild 10.6: Tagesgang der Einstrahlung Januar 1975 und äquivalente Sinuskurve

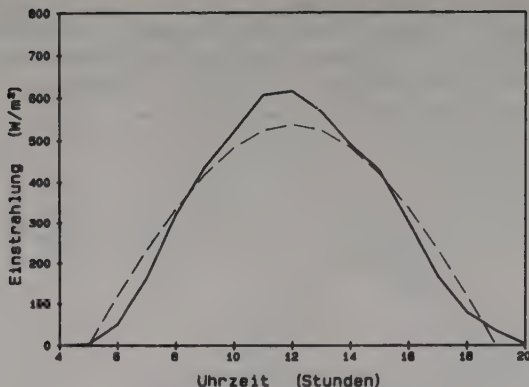


Bild 10.7: Tagesgang der Einstrahlung Mai 1975
und äquivalente Sinuskurve

Bei festgelegter Tagessumme und Tageslänge kann die momentane Bestrahlungsstärke zwischen einem Maximalwert, der durch die extraterrestrische Einstrahlung, Lufttrübung und Einfallswinkel vorgegeben ist und einer unteren Grenze von ca. 50 W/m^2 bei vollständig bedecktem Himmel schwanken. Der Effekt der Strahlungsvariation kann analog zum Effekt der Wärmelast untersucht werden. Abweichungen vom Sinusverlauf können eine Zeitverschiebung zwischen Energieangebot und Energieabruf aus dem System bewirken. Allerdings sind die Schwankungen auf den Zeitraum zwischen Sonnenaufgang und Sonnenuntergang beschränkt, im Gegensatz zur Lastvariation, die einen Zeitraum von 24 Stunden zur Verfügung hat.

Die folgende Abbildung 10.8 zeigt 7 verschiedene Variationen der Einstrahlung bei gleicher Strahlungssumme von 12 MJ/m^2 (Tabelle 10.1). In Bild 10.9 sind die Ergebnisse der Simulationsrechnung für stationäre Verhältnisse aufgetragen. Q_{nutz} und Q_{sol} können bis zu 10 % unter und bis zu 25 % über dem Wert bei Sinusstrahlung liegen. Die Strahlungsprofile 2-6 stellen allerdings extreme Situationen dar, die in der Praxis nicht auftreten. Legt man die mittleren Differenzen zwischen tatsächlicher Bestrahlungsstärke und den Sinuswerten zu Grunde, so bewegen sich die Abweichungen im Rahmen von $\pm 5 \%$.

Tabelle 10.1: Verwendete Strahlungsprofile

1	sinusförmige Halbwelle
2	12 Stunden 278 W/m^2
3	10 Stunden 324 W/m^2 ; 2 Stunden 50 W/m^2
4	3 Stunden vormittags 962 W/m^2 ; sonst 50 W/m^2
5	3 Stunden nachmittags 962 W/m^2 ; sonst 50 W/m^2
6	2 Stunden 1100 W/m^2 mittags; 2 Stunden 368 W/m^2 ; sonst 50 W/m^2
7	Einstrahlung: 50/118/209/478/521/559/521/478/209/118/50 W/m^2

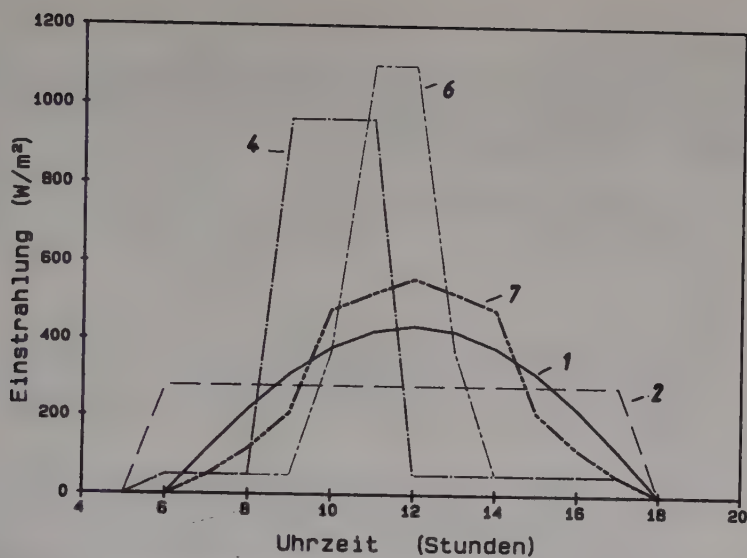


Bild 10.8: Strahlungsprofile 1-2,3,5-7 nach Tabelle 10.1

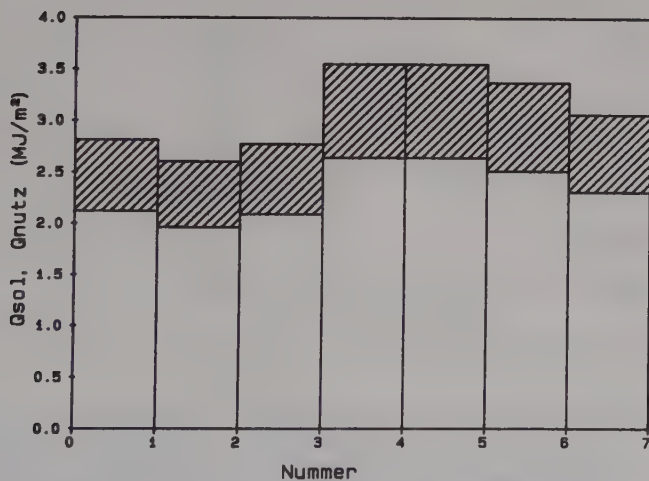


Bild 10.9: Gewonnene Wärmemengen für die ausgewählten Strahlungsprofile von Tabelle 10.1

□ Q_{nutz}

▨ Q_{sol}

10.2 Umgebungstemperatur

Die Umgebungstemperatur geht in die Leerlauftemperatur des Kollektorfeldes ein. Sie hebt oder senkt damit das Niveau der Wärmequelle und ändert damit den Wärmestrom zum Speicher. Die Bilder 10.10 und 10.11 zeigen die Variation von Q_{sol} mit T_a .

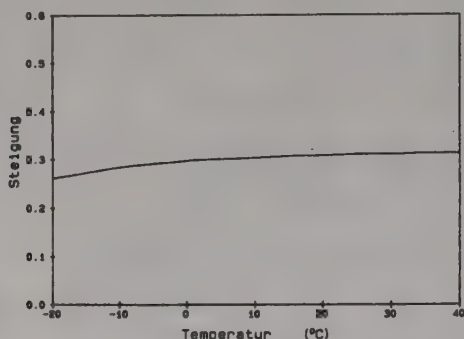


Bild 10.10: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{sol}} = f(T_a)$

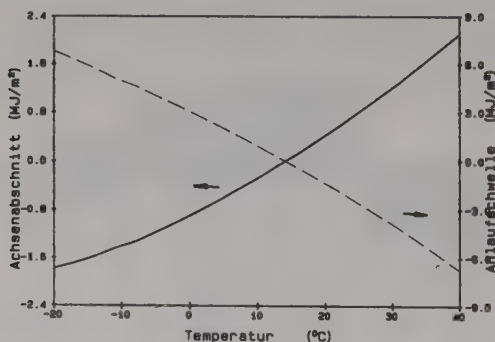


Bild 10.11: Stationäre Kennlinie $Q_{\text{sol}} = f(T_a)$

Die Umgebungstemperatur ändert sich über den Tag und über das Jahr. Bild 10.12 zeigt den mittleren Tagesverlauf der Umgebungstemperatur für ein Jahr (mittlere Kurve) und für die Monate Januar (untere Kurve) und Mai (obere Kurve) für Weihenstephan 1975. Die Temperatur T_a geht direkt in die Beziehung für den Achsenabschnitt von Q_{sol} ein. Die Steigung ist unabhängig davon.

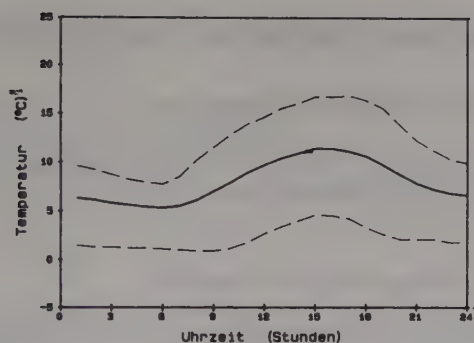


Bild 10.12: Tagesgang der Umgebungstemperatur 1975

Die mittlere Umgebungstemperatur am Tage ($G > 0$) ist einige Kelvin höher als der Mittelwert über 24 Stunden. Falls in der Rechnung Mittelwerte benützt werden, sind sie während der Einstrahlungszeit zu bilden, da sie während der Zeit, in der die Solarkreispumpe läuft, wirksam sind. Falls $T_{as} = T_a$ muß hier der Mittelwert über 24 Stunden gebildet werden.

11. WECHSELWIRKUNG ZWISCHEN EINSTRAHLUNG - LAST - SPEICHER

11.1 Lastprofil bei maximalem Energieertrag

Es werde zunächst von einem System ohne Wärmespeicher und ohne Kollektorstromkapazität ausgegangen. Es sei jedoch ein Wärmetauscher enthalten, und neben dem nutzbaren Wärmestrom $\dot{m}_{LcW}(T_S - T_{kw})$ trete ein Leckstrom gemäß $U_S(T_S - T_{as})$ auf.

Dann sei folgende Extremwertaufgabe gestellt:

Gegeben sei eine zeitliche Verteilung der Einstrahlung und ein fester täglicher Warmwasserbedarf. Wie sieht das Profil der Warmwasserentnahme $\dot{m}_L(t)$ aus, damit die entnommene Wärmemenge und damit auch der Solarenergieertrag der Anlage maximal wird?

Diese Aufgabe kann mit Hilfe der Variationsrechnung gelöst werden. Die Energiebilanz im System lautet in diesem Fall:

$$F_w \eta_{OG} - F_w U_L(T_S - T_a) = \dot{m}_{LcW}(T_S - T_{kw}) + U_S(T_S - T_{as}) \quad (11.1)$$

Dabei wurde in der Kollektorgleichung der Einfluß des Wärmetauschers durch einen Faktor F_w berücksichtigt:

$$F_w = \alpha / (\alpha + U_L) \text{ und } \alpha = \dot{m}_f c_f \varepsilon / (1 - \varepsilon) \quad (11.2)$$

Die genutzte Energie ist:

$$\dot{Q}_{\text{nutz}} = \dot{m}_{LcW}(T_S - T_{kw}) = F_w \eta_{OG} - F_w U_L(T_S - T_a) - U_S(T_S - T_{as}) \quad (11.3)$$

Daraus folgt für die mittlere Temperatur der genutzten Wassermenge:

$$T_S = (F_w \eta_{OG}(t) + F_w U_L T_a + \dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_S T_{as}) / (F_w U_L + \dot{m}_{LcW} + U_S) \quad (11.4)$$

und deshalb für die Nutzenergie:

$$\dot{Q}_{\text{nutz}} = \frac{\dot{m}_{LcW}}{F_w U_L + \dot{m}_{LcW} + U_S} (F_w \eta_{OG}(t) + F_w U_L T_a + \dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_S T_{as}) \quad (11.5)$$

Q_{nutz} ist zu maximieren unter der Nebenbedingung $\int_{t_a}^{t_e} \dot{m}_L(t) dt = m_L$.

Dabei ist m_L die gesamte Wassermenge, die gezapft werden soll.

Im Lösungsansatz wird die Lagrange-Funktion

$$L = \dot{Q}_{\text{nutz}} - \lambda \left(\int_{t_a}^{t_e} \dot{m}_L(t) c_w dt - m_L c_w \right) = 0 \quad (11.6)$$

mit dem Lagrange'schen Multiplikator λ betrachtet. Die zugehörige Euler-Lagrange-Differentialgleichung ist

$$\frac{d\dot{Q}_{\text{nutz}}}{d\dot{m}_L} - \lambda \frac{d}{d\dot{m}_L} \left(\int_{t_a}^{t_e} \dot{m}_L(t) c_w dt - m_L c_w \right) = 0 \quad (11.7)$$

Eingesetzt ergibt dies ($t_1 = (t_e - t_a)$ Laufzeit der Anlage) (11.8)

$$\frac{F_w U_L + U_s}{(F_w U_L + \dot{m}_L c_w + U_s)^2} (F_w \eta_{OG}(t) + F_w U_L (T_a - T_{kw}) + U_s (T_a - T_{kw})) - \lambda t_1 = 0$$

Es folgt für die Zapfrate $\dot{m}_L(t)$:

$$\dot{m}_L(t) = \frac{\sqrt{(F_w U_L + U_s) (F_w \eta_{OG}(t) + F_w U_L (T_a - T_{kw}) + U_s (T_a - T_{kw}))}}{\sqrt{\lambda t_1}} - (F_w U_L + U_s) \quad (11.9)$$

Setzt man $\dot{m}_L$ in die Nebenbedingung ein, so erhält man:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda t_1}} = \frac{m_L c_w + (F_w U_L + U_s) \cdot t_1}{\int_{t_a}^{t_e} Z dt} \quad (11.10)$$

mit $Z = \sqrt{(F_w U_L + U_s) (F_w \eta_{OG}(t) + F_w U_L (T_a - T_{kw}) + U_s (T_a - T_{kw}))}$

und die Zapfrate für den Fall maximalen Energieertrags:

$$\dot{m}_L(t) = \frac{m_L c_w + (F_w U_L + U_s) \cdot t_1}{\int_{t_a}^{t_e} Z dt} \cdot Z - (F_w U_L + U_s) \quad (11.11)$$

Die optimale Zapfrate ist symmetrisch zum Mittagszeitpunkt t_m . Sie ist ungefähr proportional zur Wurzel der Einstrahlung. $\dot{m}_L(t)$ ist eine Funktion der Laufzeit t_1 . Das Maximum von $\dot{m}_L(t)$ bezüglich t_1 liefert eine optimale Zapfrate, für die Q_{nutz} ein Maximum bezüglich der Verteilung $\dot{m}_L(t)$ und der Laufzeit t_1 annimmt.

1. Beispiel: Balkenprofil der Einstrahlung

Die Einstrahlung nehme während 2 Stunden jeweils für eine Stunde einen konstanten Wert an (Bild 11.1).

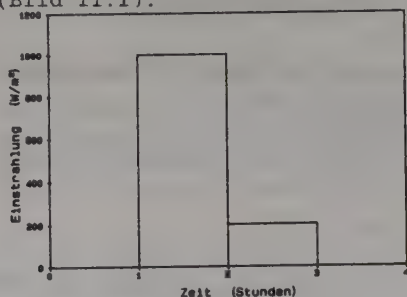


Bild 11.1: Schema der Einstrahlung

Es seien $U_S = 0$ und $F_W = 1$. Dann ist die mittlere Temperatur während der Zeitperiode i:

$$T_{si} = \frac{U_L T_{Li} + \dot{m}_{Li} c_w T_{kw}}{U_L + \dot{m}_{Li} c_w} \quad (11.12)$$

$$\text{mit } T_{Li} = T_a + (\eta_o / U_L) G_i$$

Außerdem gilt: $\dot{m}_{L1} + \dot{m}_{L2} = \dot{m}_L$. Die Gleichung für $\dot{m}_{L1}$, die Zapfrate während des Zeitraums 1, lautet:

$$\dot{m}_{L1} = \frac{1}{\eta_o (G_1 - G_2)} (\dot{m}_L c_w \eta_o G_1 + U_L \eta_o (G_1 + G_2) + (U_L \dot{m}_L c_w + U_L^2) (T_a - T_{kw}) - \sqrt{\eta_o} (\dot{m}_L c_w + 2U_L) \cdot \sqrt{\eta_o (G_1 + G_2) + U_L G_2 (T_a - T_{kw}) + U_L^2 (T_a - T_{kw})^2 + 4U_L^2 \eta_o (U_L + \dot{m}_L c_w) G_2 (T_a - T_{kw})}) \quad (11.13)$$

Für den Spezialfall $T_a = T_{kw}$ ist das Verhältnis der Wärmeströme für den Fall maximalen Energieertrags:

$$\frac{\dot{m}_{L1}}{\dot{m}_{L2}} = - \frac{\dot{m}_L c_w G_1 + U_L (G_1 + G_2) - (\dot{m}_L c_w + 2U_L) G_1 G_2}{\dot{m}_L c_w G_2 + U_L (G_1 + G_2) - (\dot{m}_L c_w + 2U_L) G_1 G_2} \quad (11.14)$$

Dieses Verhältnis ist nicht konstant, sondern hängt sowohl von dem Summenwert $\dot{m}_L$ (Bild 11.2) als auch vom Verhältnis der Einstrahlungen G_1/G_2 ab. Es gibt einen Wert für $\dot{m}_L$, bei dem $\dot{m}_{L1} = \dot{m}_L$ und $\dot{m}_{L2} = 0$ ist. Im Grenzübergang $\dot{m}_L$ gegen Unendlich strebt $\dot{m}_{L1}/\dot{m}_{L2}$ gegen die Wurzel des Quotienten G_1/G_2 . Bild 11.3 zeigt die genutzte Energie als Funktion von $\dot{m}_{L1}$ für $\dot{m}_L = 12 \text{ W/K}$.

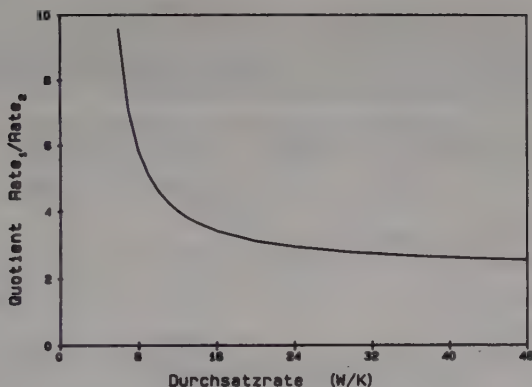


Bild 11.2: Wärmestromverhältnis $\dot{m}_{L1}/\dot{m}_{L2} = f(\dot{m}_{Lc_w})$

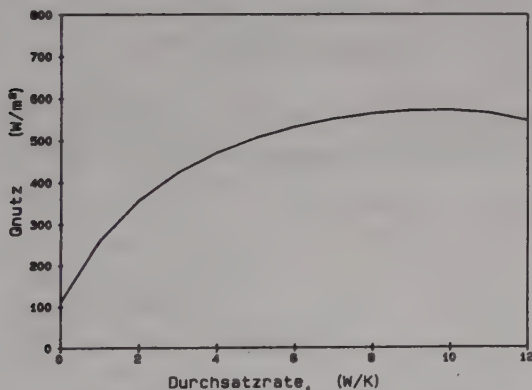


Bild 11.3: Nutzbare Energie $Q_{\text{nutz}} = f(\dot{m}_{L1c_w})$ für $\dot{m}_{Lc_w} = 12 \text{ W/K}$

2. Beispiel: Parabelförmige Einstrahlung

Es wird ein parabelförmiger Ansatz für die Einstrahlung versucht im Gegensatz zum üblichen sinusförmigen Ansatz, da das Integral über $\sqrt{\sin x}$ keine einfache geschlossene Lösung besitzt. Es sei also

$$G(t) = G_0 (1 - g(t - t_m)^2) \quad \text{mit } g = \frac{\omega^2}{2,26} \quad (11.15)$$

t_m Mittagszeit

Die Abweichung dieser Parabel von der Sinuskurve gleichen Integrals (Sonnenaufgang bis Sonnenuntergang) ist gering. Die Zapfrate > 0 ist

ebenso wie die Einstrahlung symmetrisch zur Mittagszeit t_m . Dann ist:

$$\dot{m}_L(t)c_w = \frac{(\dot{m}_L c_w + 2(F_w U_L + U_s) \Delta t) \sqrt{(F_w U_L + U_s)} \sqrt{(F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2) + F_w U_L (T_a - T_{kw}) + U_s (T_a - T_{kw}))}}{\int_{t_a}^{t_e} \sqrt{(F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2) + F_w U_L (T_a - T_{kw}) + U_s (T_a - T_{kw}))} dt} \quad (11.16)$$

mit $\Delta t = (t_e - t_m) = t_l/2$

und für den Spezialfall $T_a = T_{kw}$ und $U_s = 0$:

$$\dot{m}_L(t) = \frac{(\dot{m}_L c_w + 2F_w U_L \Delta t) \sqrt{F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2)}}{\Delta t \sqrt{F_w \eta_o G_o (1-g \Delta t^2)} + \sqrt{F_w \eta_o G_o / g} \cdot \arcsin(\sqrt{g} \Delta t)} - F_w U_L \quad (11.17)$$

Die gewonnene Nutzenergie errechnet sich nach Formel (11.5) zu

$$Q_{\text{nutz}} = \int_{t_a}^{t_e} \frac{\dot{m}_L(t)c_w}{F_w U_L + \dot{m}_L(t)c_w} (F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2) dt \quad (11.18)$$

In Bild 11.4 ist für eine Einstrahlung von $27,5 \text{ MJ/m}^2$ die optimale Zapfrate für ein Gesamtvolumen von 200 Litern und die gewonnene Nutzenergie (insgesamt $16,9 \text{ MJ/m}^2$) aufgetragen (Kollektor: $\eta_o = 0,71$, $U_L = 3,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $T_a = T_{kw}$).

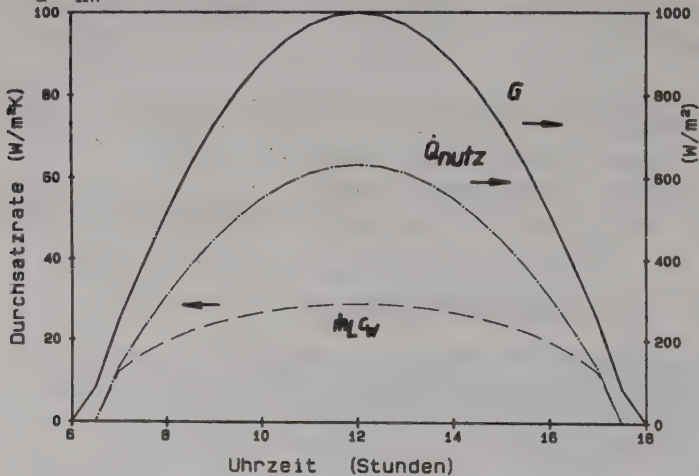


Bild 11.4: Strahlungsverlauf $G(t)$, genutzte Leistung $\dot{Q}_{\text{nutz}}(t)$ und Zapfrate $\dot{m}_L(t)c_w$ für maximalen Energieertrag

11.2 System mit unendlich großem Speicher

Es werde jetzt ein System mit unendlich großem Speicher und endlichen thermischen Verlusten im eingeschwungenen Zustand für konstante Zapfrate betrachtet. In diesem Fall bleibt die Temperatur des Speichers während des ganzen Tages konstant. Es ist entsprechend der Energiebilanz:

$$T_S = \frac{F_w \eta_o G(t) - \dot{Q}_S + F_w U_L T_a + \dot{m}_{LCw} T_{kw} + U_S T_{as}}{F_w U_L + U_S + \dot{m}_{LCw}} \quad (11.19)$$

wenn $T_S = \text{const}$, muß für die gespeicherte Leistung gelten:

$$F_w \eta_o G(t) - \dot{Q}_S = c_o = \text{const} \quad (11.20)$$

Es ist aber der gespeicherte Energiebetrag gerade gleich der Energieentnahme (Last + thermische Verluste) während der Nacht (eingeschwungener Zustand). Also gilt:

$$\int_{t_w - \Delta t}^{t_w + \Delta t} \dot{Q}_S dt = (\dot{m}_{LCw}(T_S - T_{kw}) + U_S(T_S - T_{as})) (24h - 2\Delta t) \quad (11.21)$$

oder

$$\int_{t_w - \Delta t}^{t_w + \Delta t} \dot{Q}_S dt = \int_{t_w - \Delta t}^{t_w + \Delta t} F_w \eta_o G(t) dt - c_o 2\Delta t \quad (11.22)$$

T_S eingesetzt ergibt für c_o :

$$c_o = \frac{F_w U_L + U_S + \dot{m}_{LCw}}{(\dot{m}_{LCw} + U_S) \cdot 24h + 2F_w U_L \Delta t} \left(2F_w \eta_o \int_0^{\Delta t} G(t) dt - F_w U_L (\dot{m}_{LCw} (T_a - T_{kw}) + U_S (T_{as} - T_{kw})) (24h - 2\Delta t) \right) \quad (11.23)$$

und wiederum für T_S :

$$T_S = \frac{F_w \eta_o \int G(t) dt + \dot{m}_{LCw} T_{kw} + 2F_w U_L \Delta t T_a}{\dot{m}_{LCw} + 2F_w U_L \Delta t} \quad (11.24)$$

Die gewonnene Nutzenergie $Q_{\text{nutz}} = \dot{m}_{LCw}(T_S - T_{kw})$ ist für den Fall parabelförmiger Einstrahlung:

(11.25)

$$Q_{\text{nutz}} = \dot{m}_{LCw} \frac{2F_w U_L \Delta t}{\dot{m}_{LCw} + 2F_w U_L \Delta t} (\eta_o G_o (1 - (g/3) \Delta t^2) + U_L (T_a - T_{kw}))$$

Eine konstante Speichertemperatur läßt sich für das System in 11.1 auch durch geeignete Wahl des Zapfprofils $\dot{m}_L(t)$ erreichen. Dann sieht $\dot{m}_L$ folgendermaßen aus:

$$\dot{m}_L(t) = \frac{m_L + 2F_W U_L \Delta t}{2F_W \eta_o \Delta t G_o (1 - (g/3)\Delta t^2) + 2F_W U_L \Delta t (T_a - T_{kw})} F_W \eta_o G_o (1 - g(t - t_m)^2) \quad (11.26)$$

und die mittlere Temperatur T_s ist

$$T_s = \frac{2F_W \eta_o \Delta t G_o (1 - (g/3)\Delta t^2) + m_L c_w T_{kw} + 2F_W U_L \Delta t (T_a - T_{kw})}{m_L c_w + 2F_W U_L \Delta t} \quad (11.27)$$

In Bild 11.5 ist die Zapfrate für diesen Fall bei parabelförmigem Strahlungsverlauf ($H=27,5 \text{ MJ/m}^2$) dargestellt. Dabei war die Temperatur $T_s = T_a + 19,1 \text{ K}$.

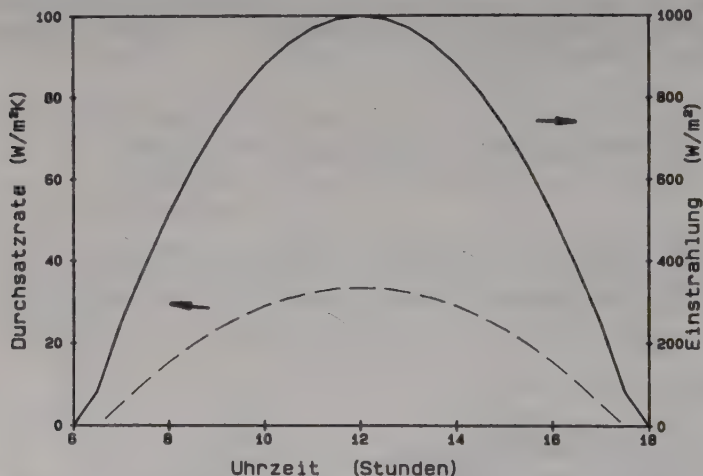


Bild 11.5: Strahlung $G(t)$ und Zapfrate $\dot{m}_L(t)$ für $T_s = \text{const}$

Der Wert für T_s ist genau so groß wie beim System mit unendlich großem Speicher. Die Zapfrate (11.27) simuliert also für den Kollektor einen unendlich großen Speicher.

Man kann daher folgende wichtige Aussage treffen:

Eine Solaranlage mit einem unendlich großen Speicher, bei der während des Tages die Wassermenge m_L entnommen wird, hat genau den gleichen Nutzenenergieertrag wie die entsprechende Anlage ohne Speicher, bei der die Zapfrate während des gleichen Zeitraums Δt so variiert wird, daß die Kollektortemperatur konstant ist.

11.3 Vergleich zwischen beiden Fällen

Es wird nun für parabelförmige Einstrahlung das System ohne Speicher im Fall maximalen Energieertrags mit dem System mit unendlich großem Speicher verglichen. Es sind die Nutzenergiemengen im Fall 11.1 mit $\dot{m}_L(t)$ nach Formel (11.17) für $U_s=0$ und $T_a=T_{kw}$:

$$\dot{Q}_{\text{nutz}} = F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2) - \frac{F_w U_L A(\Delta t)}{m_L c_w + 2 F_w U_L \Delta t} \sqrt{F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2)} \quad (11.28)$$

$$\text{mit } A(\Delta t) = \Delta t \sqrt{F_w \eta_o G_o (1-g \Delta t^2)} + \sqrt{F_w \eta_o G_o / g} \arcsin(\sqrt{g} \Delta t)$$

und im Fall 11.2 mit $\dot{m}_L(t)$ nach Formel (11.27)

$$\dot{Q}_{\text{nutz}} = F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2) - \frac{F_w U_L}{m_L c_w + 2 F_w U_L \Delta t} F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2) \quad (11.29)$$

Die Differenz der Nutzenergie ΔQ_{nutz} ist:

$$\Delta Q_{\text{nutz}} = \int_{t_m - \Delta t}^{t_m + \Delta t} \frac{F_w U_L}{m_L + 2 F_w U_L \Delta t} \left[A(\Delta t) \sqrt{F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2)} - F_w \eta_o G_o (1-g(t-t_m)^2) \right] dt \quad (11.30)$$

und in geschlossener Darstellung:

$$\Delta Q_{\text{nutz}} = \frac{F_w \eta_o G_o \Delta t}{1 + m_L c_w / (2 F_w U_L \Delta t)} \left[-3/2 + (g/3) \Delta t^2 + 1/(\sqrt{g} \Delta t) \sqrt{1-g \Delta t^2} \arcsin(\sqrt{g} \Delta t) + 1/(2g \Delta t^2) \arcsin^2(\sqrt{g} \Delta t) \right] \quad (11.31)$$

Die Differenz ist proportional zur Einstrahlung G_o . Außerdem hängt sie vom zeitlichen Verlauf $G(t)$ ab. Insbesondere ist der Wert in den eckigen Klammern eine Funktion der Laufzeit der Umwälzpumpe im Kollektorkreis. Mit geeigneten Annahmen läßt sich die prozentuale Abweichung zwischen beiden Fällen abschätzen. Sie ist unabhängig von η_o und G_o und eine Funktion des Quotienten $m_L c_w / (2 F_w U_L \Delta t)$. Dieser ist im allgemeinen größer als 2. Die Abweichung für den solaren Energieertrag liegt daher unter 3 %. In den betrachteten Beispielen ist diese Differenz 0,7 %.

Daraus lassen sich wichtige Schlußfolgerungen ableiten:

(1) Jede Solaranlage mit (endlich großem) durchmischtem Speicher ist schlechter als die Anlage 11.1. Insbesondere kann man mit keinem durchmischten Speicher die optimale Zapfrate nachbilden, da T_s mit Speicher nicht mehr symmetrisch zu t_m ist.

(2) Die Solaranlage 11.2 ist eine gute Näherung für die Anlage 11.1. Man kann daher den berechenbaren Wert von Fall 11.2 als oberen Grenzwert des Solarenergieertrags verwenden.

(3) Damit ist die Bandbreite für den Solarenergieertrag bekannt, die sowohl durch Änderung des Zapfprofils als auch durch Änderung der Speicherkapazität bei konstanten thermischen Verlusten ausgeschöpft werden kann.

(4) Im Fall 11.1 kann man die Wassermengen verschiedener Temperaturen ohne Durchmischung aufbewahren, falls der tatsächliche Zeitpunkt der Warmwasserentnahme vom optimalen Zeitpunkt abweicht. Kollektorkreis und Speicher werden dadurch entkoppelt. Dies bedeutet nichts anderes als einen ideal geschichteten Speicher (keine Durchmischung, ideale Einordnung in die entsprechende Speicherschicht, keine thermischen Verluste) zu verwenden. Daraus folgt, daß mit diesem Wasserspeicher die optimale Zapfrate nachgebildet werden kann, falls das Speichervolumen mindestens ein Tagesbedarf ist. Die Durchflußrate $\dot{m}_{fc}$ im Kollektorkreis nimmt den Verlauf von Formel (11.11) an. Der Verlauf der tatsächlichen Warmwasserentnahme spielt keine Rolle mehr. Der Wert von Fall 11.1 stellt also auch eine obere Grenze für Anlagen mit geschichteten Speichern dar.

In alle Formeln dieses Kapitels wurde als Speicheraustrittstemperatur die mittlere Speichertemperatur T_s eingesetzt. In Kapitel 11.1 einer Anlage ohne Speicher verläßt das Wasser das System tatsächlich mit einer Temperatur $T = T_{kw} + 2 (T_s - T_{kw})$. Das Wasser kann daher auch mit dieser Temperatur entnommen werden. Gleichung 11.1 ändert sich dann zu:

$$F_w \eta_{OG} - F_w U_L (T_s - T_a) = 2 \dot{m}_{LCW} (T_s - T_{kw}) \quad (11.32)$$

Die Zapfrate $\dot{m}_L$ muß für diesen Fall also verdoppelt werden. Die restliche Variationsrechnung ändert sich dadurch nicht. Die gleiche Argumentation bleibt für Kapitel 11.2 gültig. Der unendlich große Speicher muß lediglich in zwei (unendlich große) Teile mit den Temperaturen T bzw. T_{kw} zerlegt werden. Die Zapfrate $\dot{m}_L$ ist in allen Formeln zu verdoppeln.

Der Temperaturverlauf im Wasserspeicher ist ein Abbild des Einstrahlungsverlaufs am betrachteten Tag. Bei einem geschichteten Speicher mit thermischen Verlusten nimmt die Temperatur ständig ab, so daß Q_{nutz} vom Zeitpunkt der Warmwasserentnahme abhängt. Der Betrag von Q_{sol} bleibt davon unberührt.

12. ANSATZE ZUR OPTIMIERUNG VON SOLARANLAGEN

Eine wichtige Frage der Praxis ist die Auslegung von Solaranlagen. Gewünscht werden Kriterien, nach denen eine leistungsfähige Anlage zusammengestellt werden kann. Wie sieht insbesondere die optimale Anlage aus? Es besteht vielfach Unklarheit darüber, was die bestmögliche Anlagenauslegung eigentlich bedeutet und welche mathematische Funktion maximal werden soll. Häufig wird gefordert, daß die Kollektorfläche möglichst "optimal" gewählt werden soll. Die beiden Größen Solarenergie/Kollektorfläche und gesamte Solarenergie eignen sich nicht als Optimierungskriterien. Die erste Größe ist monoton fallend mit der Kollektorfläche (Maximum bei Null), die zweite monoton steigend mit A (Maximum bei unendlich). Im folgenden werden einige Ansätze zur Optimierung diskutiert.

12.1 Optimierung des Speichers

Gegeben sei eine Solaranlage, deren System- und Betriebsparameter fest seien außer der Wärmespeicherkapazität $m_s c_w$. Dann gibt es ein Maximum von Q_{Nutz}/A für eine bestimmte Speichermenge m_s bzw. ein Speichervolumen V_s . Bei Speicherkapazität Null hat die Anlage einen Nutzenergieertrag, der gleich dem Solarenergieertrag ist, da keine Speicherverluste entstehen. Bei endlich großem Speicher erhöht sich zunächst der Solar- und Nutzenergieertrag trotz auftretender Speicherverluste infolge des Speichereffekts. Bei zunehmender Wärmekapazität gekoppelt mit Speicherverlusten steigen die thermischen Verluste stärker an als der Nutzenergieertrag, da die Verweilzeit der Wärme im Speicher zunimmt.

Zunächst sollte der Speicher bezüglich seines Volumen/Oberflächenverhältnisses optimal gewählt werden. Geht man von einem zylindrischen Speicher aus, so ist die Behälteroberfläche:

$$M = 2\pi r^2 + 2\pi r \cdot h \quad (12.1)$$

Bei gegebenem Volumen V_s wird die Oberfläche M des Zylinders minimal, wenn die Höhe h gleich dem Zylinderdurchmesser $2r$ ist. In diesem Fall ist M als Funktion von V_s ausgedrückt:

$$M = 3 \cdot \sqrt[3]{2\pi V_s^2/3} \quad (12.2)$$

Der Speicher ist von einer isolierenden Hülle aus Hart- oder Weichschaummaterial umgeben. Der theoretische Wärmedurchlaßkoeffizient, der sich aus der Isolationsdicke errechnet, wird in der Praxis nicht erreicht, sondern um das 2 bis 4-fache übertroffen. In /12.1/ wurden die thermischen Verluste von Wasserspeichern im Detail untersucht. Danach treten vor allem wegen der Anschlußleitungen für die Wasserentnahme, durch Flansche für Wärmetauscher und Nachheizelement zusätzliche Verluste auf, die unabhängig von der Isolationsstärke der übrigen Speicheroberfläche sind. Für den Speicher des Referenzsystems I von Kapitel 4 wurden diese Anteile zu 2 W/K abgeschätzt. Die Verluste der

übrigen Oberfläche betragen bei 10 cm Isolierung (besser als beim tatsächlich vermessenen System) nur 0,84 W/K für den 300-Liter-Speicher. Es wurde daher für die Optimierung mit folgendem Ansatz gerechnet:

$$U_s = U_{s1} + U_{s2} \cdot (V_s/300)^{2/3} \quad (12.3)$$

mit $U_{s1} = 2 \text{ W/K}$ und $U_{s2} = 0,84 \text{ W/K}$.

Dieser Wärmeverlustkoeffizient wird in die Gleichung für Q_{nutz} eingesetzt und das Maximum gesucht:

$$dQ_{\text{nutz}}/dV_s = 0 \quad (12.4)$$

In Bild 12.1 und 12.2 sind die Ergebnisse der Optimierungsrechnung dargestellt. In Abbildung 12.1 ist die Nutzenergie gegen das Speichervolumen/Kollektorfläche aufgetragen für ein tägliches Zapfvolumen von 180 Litern bei 50/15 °C (Kurve 1 und 4) bzw. 360 Litern bei 50/15 °C (Kurve 2 und 3) bei Strahlungssummen von 12 MJ/m² (Kurve 1,2 und 4) bzw. 18 MJ/m² (Kurve 3). Bei allen Rechnungen war die Zapfrate konstant über 24 Stunden, außer bei Kurve 4, bei der von 11 bis 17 Uhr gezapft wurde. Man sieht, daß die genutzte Energie bis zu 25 Litern/m² Speichervolumen deutlich ansteigt und dann in ein lang gezogenes Maximum bei 50 bis 80 Litern/m² übergeht. Beim größeren Zapfvolumen ist dieses Maximum etwas zu größeren Speichervolumina verschoben. Kurve 4 zeigt, daß die Wärmelast dem Angebot so gut angepaßt ist, daß jeder Speicher eine Verringerung von Q_{nutz} zur Folge hat.

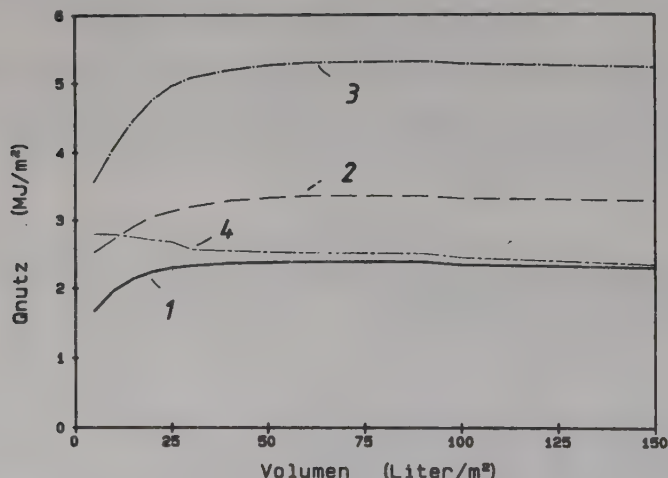


Bild 12.1: Nutzbare Energie $Q_{\text{nutz}} = f(V_s)$

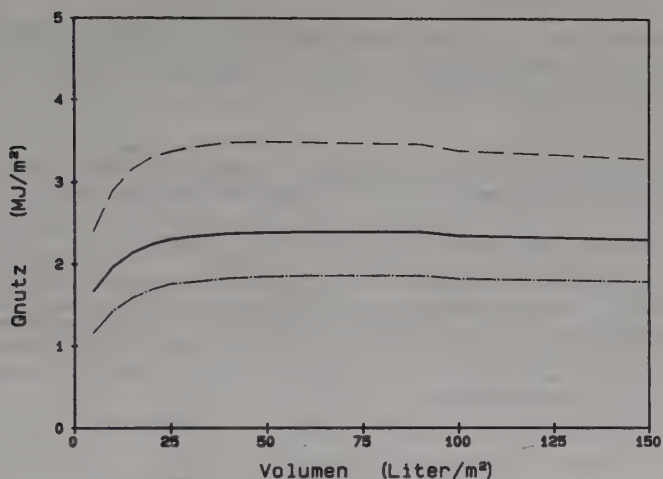


Bild 12.2 Nutzbare Energie $Q_{\text{nutz}} = f(V_s)$

In Bild 12.2 ist Q_{nutz} für 3 verschiedene Kollektoren gegen das spezifische Speichervolumen aufgetragen. Bei der unteren Kurve hatte das System einen schlechten Kollektor ($\eta_o=0,80$, $U_L=8 \text{ W/m}^2\text{K}$), bei der mittleren Kurve den Viessmann-Kollektor ($\eta_o=0,71$, $U_L=4,6 \text{ W/m}^2\text{K}$) und bei der oberen Kurve einen hocheffizienten Kollektor ($\eta_o=0,65$, $U_L=1,8 \text{ W/m}^2\text{K}$). Das Maximum verschiebt sich für den hocheffizienten Kollektor zu kleineren Volumina, da wegen des hervorragenden U_L -Wertes eine niedrigere mittlere Fluidtemperatur durch einen größeren Speicher keine große Verbesserung des Wirkungsgrades mit sich bringt.

Andere Rechnungen zeigen, daß das optimale spezifische Speichervolumen auch bei geänderter Kollektorfläche gleich bleibt. In allen untersuchten Fällen war das Maximum sehr flach. Daraus folgt für alle Warmwasserbereitungsanlagen mit Kollektorflächen von 2 bis 10 m² und Warmwasserbedarf von 100 bis 500 Litern, daß das optimale spezifische Speichervolumen im Bereich von 20 bis 80 Litern/m² anzusiedeln ist. Das Maximum liegt näher an der unteren Grenze, wenn überwiegend während des Tages gezapft wird, und näher an der oberen Grenze, wenn überwiegend außerhalb der Einstrahlungszeit gezapft wird.

12.2 Exergetische Optimierung

Ein weiteres eindeutiges Optimierungskriterium liefert die Exergie. Es gilt für Exergie dE und Energie dQ (Als Umgebungsniveau wurde die Kaltwassertemperatur T_{kw} gesetzt):

$$dE = dQ (1 - T_{kw}/T) \quad (12.5)$$

Für Kollektorfläche Null geht Q_{sol} gegen einen maximalen Wert. Die Speichertemperatur liegt dann nahe bei T_{kw} , so daß $E = 0$ ist. Für A gegen unendlich ist E ebenfalls Null, da Q_{sol} gegen Null geht. Damit hat die Exergie ein eindeutiges lokales Maximum. In Bild 12.3 ist die Exergie als Funktion der Kollektorfläche für das Referenzsystem I mit 3 unterschiedlichen Kollektortypen (siehe Kapitel 12.1 Bild 12.2) dargestellt. Der hocheffiziente Kollektor (obere Kurve) zeigt die größten Schwankungen im Kurvenverlauf, der schlechte Kollektor die geringsten. Trotz der sehr unterschiedlichen Kollektorkenngrößen liegt die optimale Kollektorfläche in allen drei Fällen nahe beieinander, nämlich bei 5 bis 7 Quadratmetern.

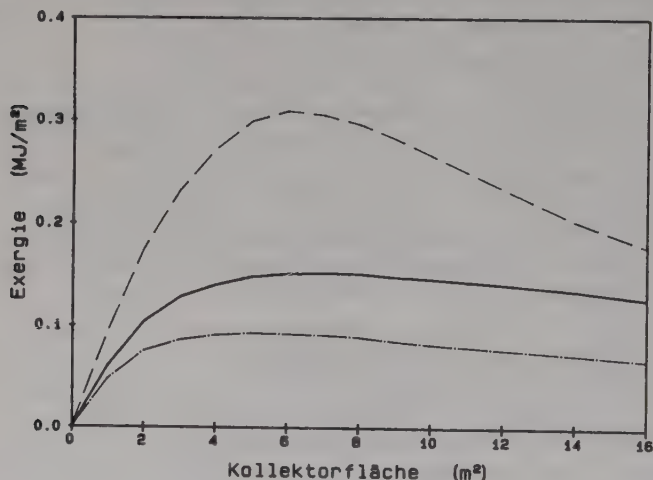


Bild 12.3: Nutzbare Exergie $E = f(A)$

12.3 Optimierung bezüglich Wirtschaftlichkeit

Das am häufigsten angewendete Kriterium ist die Wirtschaftlichkeit der Anlage. Die Frage lautet: Wie muß die Anlage aussehen, die während ihrer Lebensdauer dem Betreiber die geringsten Kosten verursacht? Dies bedeutet eine Optimierung nach betriebswirtschaftlichen Kriterien.

Die höchsten Kostenanteile einer Solaranlage sind die Anfangsinvestitionen für Kollektoren, für Speicher und Installation. In erster Näherung kann man die Kosten durch eine Funktion darstellen:

$$K_{\text{sol}} = K_{\text{sockel}} + K_{\text{koll}} A + K_{\text{spei}} m_s \quad (12.6)$$

mit einem festen Sockelbetrag unabhängig von der Anlagengröße und lineare Abhängigkeit für Kollektoren und Speicher. Die Speichergröße kann man mit der Kollektorfläche fest koppeln (gemäß Kapitel 12.1) und auf den optimalen Wert von etwa 30 bis 60 Liter/m² einstellen. Daraus folgt:

$$K_{\text{sol}} = K_{\text{sockel}} + K' A \quad (12.7)$$

Man kann zwei Kriterien unterscheiden:

(1) Es wird der günstigste (geringste) Preis für das solar erzeugte und genutzte Megajoule gesucht. Diese Optimierung ist mit statischen Methoden durchführbar, da das einmal gefundene Minimum unabhängig von künftigen Preissteigerungen und Zinssätzen ist. Der Preis wird nur von der Anfangsinvestition und den laufenden (geringen) Wartungskosten beeinflusst. Das Kriterium ist unabhängig von den Kosten der Zusatzenergie.

(2) Es wird der günstigste Preis für das Megajoule warmes Wasser gesucht, gleichgültig, ob es solar oder anders erzeugt wurde. Diese Optimierung ist dynamisch zu machen, da Preissteigerungen der Zusatzenergie in die Rechnung eingehen.

Das Optimum für beide Fälle ist im allgemeinen nicht gleich. Ist die Zusatzenergie billiger als die Solarenergie nach Kriterium (1), so ist eine Solarenergienutzung nach Kriterium (2) unwirtschaftlich. Der minimale Preis wird ohne Solaranlage erreicht. Ist die Zusatzenergie teurer als die Solarenergie, so ist das Optimum nach Kriterium (2) zu größeren Flächen gegenüber Kriterium (1) verschoben.

Als Beispiel wird das Referenzsystem I von Kapitel 4 behandelt. Die Beziehung für die Anlagenkosten lautet /12.2-3/:

$$K_{\text{sol}} = 3000 + 1000 A \quad \text{in DM} \quad (12.8)$$

Wechselt man die Viessmann-Kollektoren durch hocheffiziente Kollektoren aus, so gilt:

$$K_{\text{sol}} = 3000 + 1500 A \quad \text{in DM} \quad (12.9)$$

Der Energiepreis des solar erzeugten Megajoule ist dann:

$$P_{\text{sol}} = K_{\text{sol}} / (A L Q_{\text{nutz}}) \quad \text{mit } L \text{ Lebensdauer} \quad (12.10)$$

In Abbildung 12.4 ist für den Viessmann-Kollektor (Kurve 1) und den hocheffizienten Kollektor (Kurve 2) der Preis der nutzbaren Energie bei einer Lebensdauer von 20 Jahren als Funktion der Kollektorfläche aufgetragen. In die Rechnung wurden die Wetterdaten von 1975, ein Warmwasserbedarf von 180 Litern/Tag bei 15/50 °C und ein elektrisch beheizter Bereitschaftsteil des Solarspeichers von 125 Litern eingesetzt.

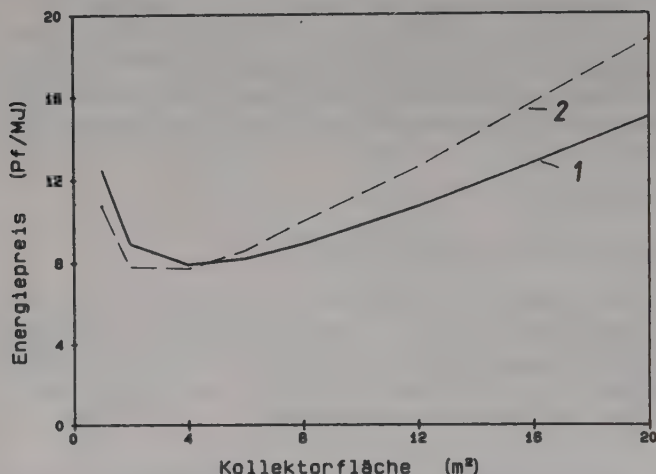


Bild 12.4: Energiepreis nach der statischen Methode

Bei der dynamischen Rechnung /12.4/ gehen Annahmen über die künftige Preisentwicklung der Zusatzenergie, sowie über den kalkulatorischen Zinssatz ein. Mit einem Zins von 8 %, einer Preissteigerungsrate von 5 % jährlich und einem momentanen Energiepreis (elektrischer Strom) von 7 Pf/MJ (entsprechend 25 Pf/kWh) erhält man eine Beziehung für die mittleren Energiekosten während der geschätzten Lebensdauer der Anlage von 20 Jahren (ohne Wartungskosten und Pumpenstrom) /12.5/:

$$P_{\text{ww}} = 10,24 (1 - s) + 1,06 K_{\text{sol}} \quad (12.11)$$

P_{ww} in Pf/MJ erhält man, wenn K_{sol} in Tausend DM eingesetzt wird. s ist der solare Sparanteil, der definiert ist als

$$s = (Q_{\text{sol}} - Q_{\text{ver}}) / Q_{\text{ww}} \quad (12.12)$$

oder

$$s = (Q_{\text{ww}} - Q_{\text{aux}}) / Q_{\text{ww}} \quad (12.13)$$

wobei Q_{ww} die Wärmelast und Q_{ver} die Speicherverluste bedeuten.

In Bild 12.5 ist P_{WW} nach der dynamischen Methode für den Viessmann-Kollektor (Kurven 1 und 3) und für den hocheffizienten Kollektor (Kurven 2 und 4) aufgetragen. Es werden 2 Fälle unterschieden: ohne Subvention (Kurven 1 und 2) und mit 30 % Subvention der Anlageninvestition (Kurven 3 und 4). Zum Vergleich sind die Kosten beim elektrischen Durchlauferhitzer D ($K=500$ DM, $s=-0,05$) und für einen elektrischen Warmwasserbereiter mit Speicher S ($K=2000$ DM, $s=-0,15$) angedeutet.

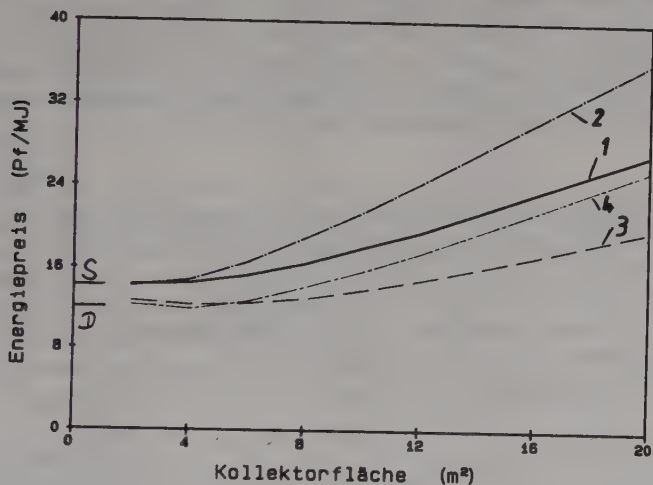


Bild 12.5: Energiepreis nach der dynamischen Methode

12.4 Optimierung bezüglich Energieeinsatz

Ein weiteres Kriterium für die Optimierung ist der gesamte Energietrag der Anlage einschließlich aller Energieinvestitionen. Zum Bau der Solaranlage ist ein bestimmter Energiebetrag notwendig, der sich durch Einsparung an Zusatzenergie während des Betriebs zurückzahlen läßt. Die optimale Anlage kommt während ihrer Lebensdauer mit einem minimalen Energieaufwand aus. Von einer Wiederverwertung der Materialien am Ende der Lebensdauer werde abgesehen. Die Summe aus Energieinvestition zur Herstellung und Zusatzenergie (Pumpe, Nachheizung) muß minimal werden. Das Minimum ist eindeutig bestimmt. Der minimale Wert liegt dort, wo $dQ_{\text{nutz}}/dA = E_{\text{inv}}/L$, wo also der letzte Quadratmeter Kollektorfläche gerade seine Energieinvestition während der Lebensdauer L hereinspielt. Dieser Ansatz entspricht einem volkswirtschaftlichen Kriterium, da ohne Kosten gerechnet wird.

Mehrere Arbeiten haben sich mit der Energieinvestition zur Herstellung ausgesuchter Materialien /12.6/ und von Sonnenkollektoren /12.2,12.7/ beschäftigt. Danach muß man für einen solaren Flachkollektor des Viessmann-Typs mit 2740 MJ/m^2 Kollektorfläche rechnen. Nahezu der gleiche Energieaufwand ist für einen hocheffizienten Vakuumkollektor notwendig. Zusammen mit den Aufwendungen für die Installation, die Verrohrung mit Wärmedämmung und für die Wasserspeicher kommt man auf eine gesamte Energieinvestition von 4200 MJ/m^2 bei einer Anlage von etwa 6 m^2 Kollektorfläche. Bei anderen Anlagengrößen verschiebt sich dieser spezifische Betrag geringfügig.

Die Energierückzahlzeit R ist definiert als die Zeit, in der die eingesparte Zusatzenergie gerade so groß ist, wie die Energieinvestition in das gesamte System. Diese Zeit sollte kurz sein, damit sich der Energieaufwand zur Herstellung möglichst bald energetisch amortisiert hat. Er muß auf jeden Fall kleiner als die Lebensdauer sein, sonst spart man mit der Solaranlage keine Zusatzenergie ein.

Der gesamte Energieaufwand E_{ges} während der Lebensdauer der Anlage ist die Summe aus der Energieinvestition zur Herstellung der Anlage und der Energie, die während des Betriebs benötigt wird:

$$E_{\text{ges}} = E_{\text{inv}} + Q_{\text{aux}} L \quad (12.14)$$

Dieser Energiebetrag nimmt im optimalen Fall ein Minimum an. Das Minimum liegt bei der Kollektorfläche, bei welcher die Energierückzahlzeit R des letzten Quadratmeters gerade gleich der Lebensdauer L ist. In Bild 12.6 ist die Energierückzahlzeit und in Bild 12.7 der gesamte Energieaufwand als Funktion der Kollektorfläche A dargestellt. In beiden Abbildungen gehört Kurve 1 zum Viessmann-Kollektor und Kurve 2 zum hocheffizienten Kollektor. Die optimale Fläche A liegt bei einem hohen Wert von 8 bis 14 Quadratmetern. Eine Solaranlage lohnt sich energetisch selbst bei Kollektorflächen, die aus betriebswirtschaftlicher Sicht völlig unrentabel arbeiten. Bei 10 m^2 Kollektorfläche gewinnt der Viessmann-Kollektor 4 mal so viel Energie, der hocheffiziente Kollektor 5 mal so viel Energie, wie zur Herstellung der gesamten Anlage eingesetzt wurde. Die exergetische Qualität der Energie wurde dabei nicht bewertet.

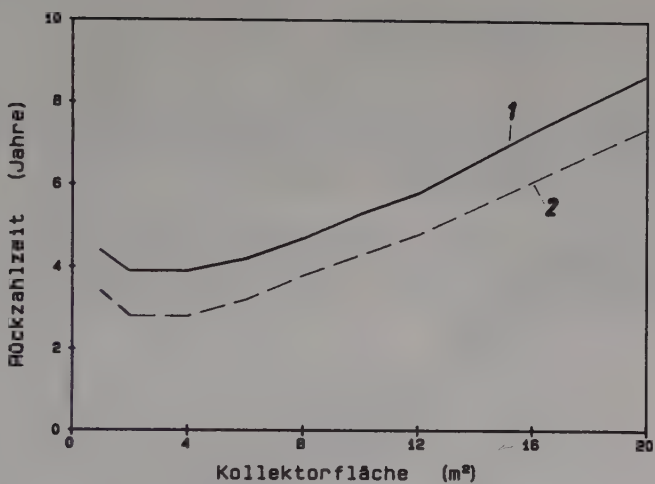


Bild 12.6: Energierückzahlzeit $R = f(A)$

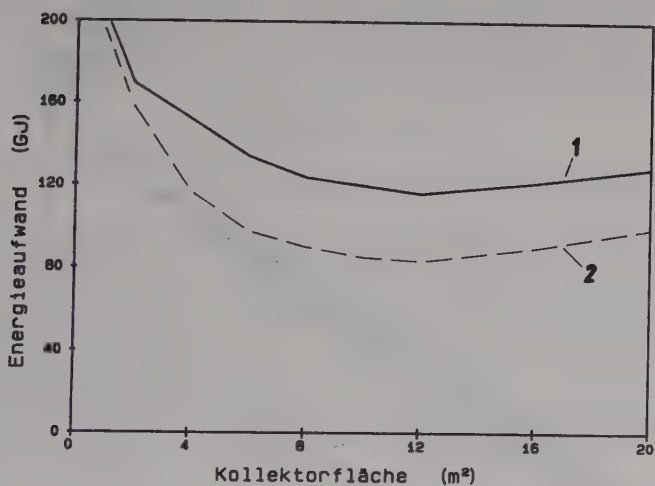


Bild 12.7: Gesamter Energieaufwand $E_{ges} = f(A)$

13. VORHERSAGE DES LANGZEITVERHALTENS

Den Käufer einer Solaranlage interessiert vor allem, wieviel nutzbare Energie er während eines Jahres oder während des Sommer- bzw. Winterhalbjahres erwarten kann. Zur Bewertung von Solaranlagen ist daher deren Langzeitverhalten maßgebend. Dabei ist das Verhalten an einzelnen Tagen von minderem Interesse.

Die in Kapitel 5 hergeleiteten ausgezeichneten Kennlinien sind die Basis für eine einfache Methode zur Bestimmung des Jahresnutzungsgrads. Die stationären Kennlinien von Q_{sol} , Q_{nutz} , Q_{aux} , T_{anf} , T_{end} haben die allgemeine Form:

$$X = a H + b (T_a - T_{kw}) + c (T_a - T_{as}) + d t_d \quad (13.1)$$

Alle Punkte in einem Input/Output-Diagramm (z.B. Bild 5.1-2) haben verschiedene Eingangsgrößen H , T_{anf} , T_a , T_{kw} , T_{as} und t_d . Die Ausgleichsgerade in diesem Diagramm berücksichtigt lediglich die H -Abhängigkeit. Vergleicht man die Ausgleichsgerade mit der entsprechenden Kennlinie können die Steigungen deshalb nicht gleich sein. Gleichheit wird nur dann erreicht, wenn T_a , T_{kw} , T_{as} und t_d fest sind und die Speicheranfangstemperatur denselben Wert wie im eingeschwungenen Zustand hat. Bei einer Solaranlage mit hohem Zapfvolumen (Durchflußbetrieb) und konstanten Umgebungstemperaturen ist dies annähernd der Fall. Als Beispiel werde das Referenzsystem I von Kapitel 4 ohne

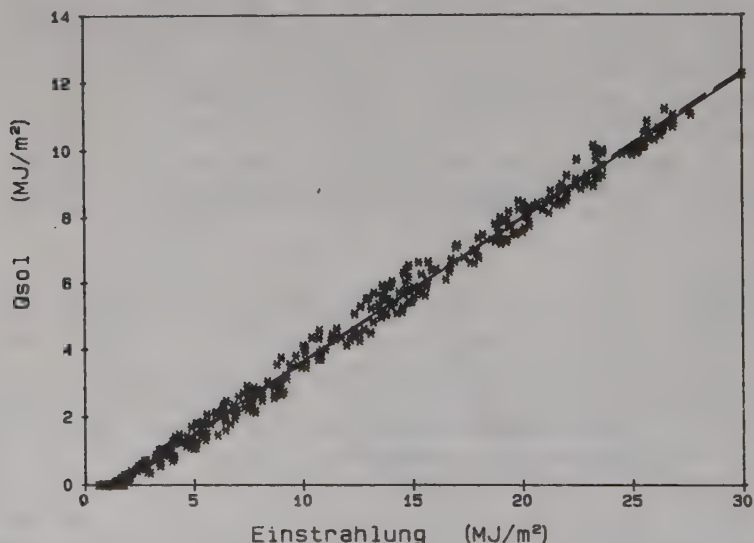


Bild 13.1: Input/Output-Diagramm Q_{sol} für Durchflußbetrieb
 — Ausgleichsgerade - - Kennlinie

Nachheizung mit einem täglichem Zapfvolumen von 713 Litern berechnet mit den Strahlungswerten von Weihenstephan 1975 und konstant gesetzter Umgebungstemperatur von 8 °C. Die Input/Output-Diagramme von Q_{sol} und Q_{nutz} sind in Bild 13.1 und 13.2 mit den zugehörigen Ausgleichsgeraden dargestellt. Wegen der hohen Wärmelast ist die Streuung gering. Bei Q_{nutz} ist sie etwas größer in Folge des Speichereffekts, der sich bei einem 300-Liter-Speicher und 713 Liter Zapfvolumen deutlich auswirkt. (Die Warmwassersolltemperatur liegt bei 50 °C, die maximale Temperatur bei 80 °C.)

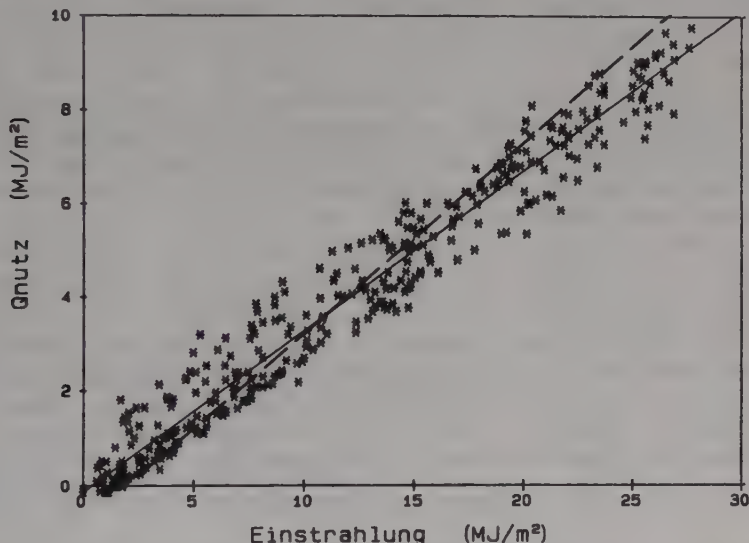


Bild 13.2: Input/Output-Diagramm Q_{nutz} für Durchflußbetrieb
 — Ausgleichsgerade -- Kennlinie

Der Vergleich zwischen der Ausgleichsgerade (ausführliche Simulation mit Stundenwerten) und der Kennlinie (geschlossene Form) zeigt, daß die Steigungen von Q_{sol} und T_{send} gut übereinstimmen (Tabelle 13.1). Bei Q_{nutz} und der Speicheranfangstemperatur T_{sanf} sind die Abweichungen größer. Diese Größen reagieren empfindlicher auf die Einstrahlung des vorhergehenden Tages. Q_{sol} und T_{send} hängen dagegen vor allem von der Einstrahlung am laufenden Tag und schwach vom Anfangszustand ab. Setzt man den Jahresmittelwert der Einstrahlung in die stationären Kennlinien ein, so erhält man die Jahresmittelwerte der betrachteten Größen, die gut mit der ausführlichen Simulation übereinstimmen.

Tabelle 13.1: Ausgleichsgeraden und Kennlinien

Größe	Mittelwert Ausgleichsgerade	Steigung Simulation	Mittelwert Kennlinie	Steigung
Q_{nutz} (MJ/m ²)	4,03	0,341	4,12	0,404
Q_{sol} (MJ/m ²)	4,61	0,428	4,61	0,436
T_{anf} (°C)	17,63	0,196	18,02	0,330
T_{send} (°C)	28,32	1,132	28,48	1,282

Die Umgebungstemperatur T_a und die Tageslänge t_d sind mit der Strahlungssumme positiv korreliert, wenn man ein vollständiges Jahr betrachtet. Man kann daher diese Größen in grober Näherung als lineare Funktion von H ansetzen. Es seien also $T_a = a_1 + b_1 H$ und $t_d = a_2 + b_2 H$. Setzt man diese Beziehungen in Formel 13.1 ein, so erhält man Kennlinien, die nur von H abhängen:

$$Q_{\text{sol}} = (a + b b_1 + c b_1 + d b_2) H + \text{const} \quad (13.2)$$

Die Steigung von Q_{sol} ist größer als a , daher wird die Ausgleichsgerade in einem Input/Output-Diagramm eines Jahres stets steiler verlaufen, als die entsprechende ausgezeichnete Kennlinie. Für die nutzbare Energie überwiegt der Einfluß des Anfangszustandes gegenüber der Umgebungstemperatur. Dies kippt die Ausgleichsgerade, so daß sie flacher als die Kennlinie verläuft. Bei hoher Einstrahlung ist es wesentlich wahrscheinlicher, daß am Vortag die Einstrahlung niedriger war, als daß sie höher war. Umgekehrt ist es bei niedrigen Einstrahlungen. Aus diesen Gründen wird bei Q_{nutz} eine Kennlinie erwartet, die steiler als die entsprechende Ausgleichsgerade im Input/Output-Diagramm verläuft.

13.1 Rechenmethode zur Bestimmung des Langzeitverhaltens

(1) Solaranlage arbeitet im Vorwärmbetrieb

Die Temperatur des Speichers soll für mindestens 80 % aller Tage die Warmwassersolltemperatur nicht erreichen. Es werden zunächst für die gegebene Anlage die ausgezeichneten Kennlinien von Q_{sol} , Q_{nutz} , Q_{aux} , T_{sanf} und T_{send} berechnet. Als Betriebstemperaturen können die Werte für einen bestimmten Auslegungsfall eingesetzt werden. Nach Kapitel 6, 9 und 10 sind die Steigungen der Kennlinien nahezu unabhängig von diesen Temperaturen. Es sind weiter die Mittelwerte des Standortes für die Einstrahlung in Kollektorebene (Tagesummen oberhalb der Anlaufschwelle), der Umgebungslufttemperatur während des Tages, der Kaltwassereintrittstemperatur während des Zapfens und der Speicherraumtemperatur über die betrachtete Zeitperiode zu berechnen. Mit diesen Mittelwerten geht man in die Beziehungen der ausgezeichneten Kennlinie für den solaren Energieertrag, die Nutzenergie aus dem Speicher und die benötigte Zusatzenergie. Bild 13.3 zeigt Q_{aux} am Beispiel des Referenzsystems III (Speicherkollektor) bei einem Zapfvolumen von 177 Litern pro Tag. Die Wetterdaten waren die Tageswerte der Langzeitmessung beim TÜV-Bayern 1985/86.

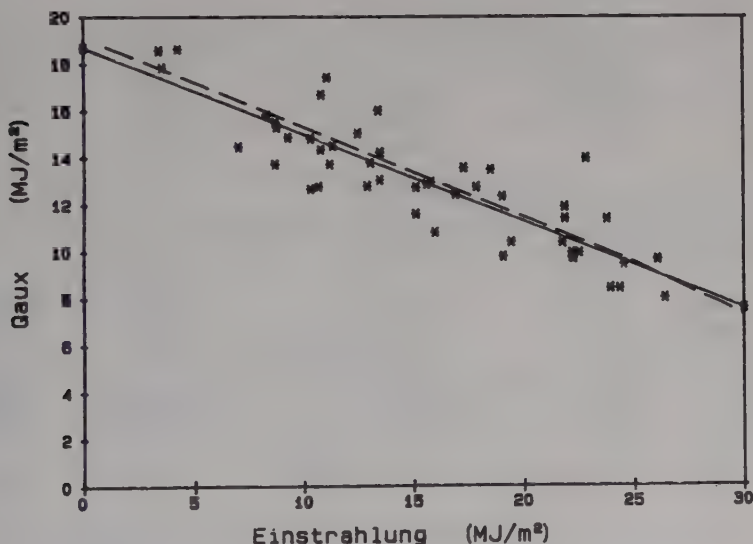


Bild 13.3: Input/output-Diagramm Q_{aux} für Vorwärmbetrieb
— Ausgleichsgerade - - - Kennlinie

Die Ergebnisse der ausführlichen Simulation mit Stundenwerten von 1975 und der Kennlinienmethode zeigt Tabelle 13.2 für die drei Referenzsysteme von Kapitel 4.

Tabelle 13.2: Ergebnisse ausführliche Simulation - Kennlinienmethode

Größe	Mittelwert Ausgleichsgerade	Steigung Simulation	Mittelwert Kennlinie	Steigung
Referenzsystem I (Zwangsumwälzung):				
Ausführliche Simulation				
Wetter: Stundenwerte 1975; $H=12,12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=9,3 \text{ }^\circ\text{C}$				
Last: 360 Liter/Tag bei $15/50 \text{ }^\circ\text{C}$				
Q_{nutz} (MJ/m^2)	3,39	0,271	3,48	0,316
Q_{sol} (MJ/m^2)	4,27	0,418	4,26	0,372
T_{sanf} ($^\circ\text{C}$)	22,45	0,557	23,31	0,767
T_{send} ($^\circ\text{C}$)	35,03	1,795	34,80	1,770
Referenzsystem II (Thermosiphon):				
Ausführliche Simulation				
Wetter: Stundenwerte 1975; $H=12,12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=9,3 \text{ }^\circ\text{C}$				
Last: 200 Liter/Tag bei $8/42 \text{ }^\circ\text{C}$				
Q_{nutz} (MJ/m^2)	5,13	0,412	5,07	0,414
Q_{sol} (MJ/m^2)	5,92	0,527	5,87	0,478
T_{sanf} ($^\circ\text{C}$)	13,74	0,399	14,00	0,490
T_{send} ($^\circ\text{C}$)	27,32	1,648	27,20	1,544
Referenzsystem III (Speicherkollektor):				
Ausführliche Simulation				
Wetter: Tageswerte 1986 für 7 Wochen; $H=15,5 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=11,9 \text{ }^\circ\text{C}$				
Last: 177 Liter/Tag bei $12/49,3 \text{ }^\circ\text{C}$				
Q_{nutz} (MJ/m^2)	6,13	0,351	5,91	0,381
Q_{sol} (MJ/m^2)	9,25	0,598	8,90	0,575
Q_{aux} (MJ/m^2)	12,94	-0,371	13,11	-0,390
(Langzeitmessung 1986: $Q_{\text{aux}} = 12,8 \text{ MJ/m}^2$)				
T_{sanf} ($^\circ\text{C}$)	20,31	0,158	20,03	0,530
T_{send} ($^\circ\text{C}$)	24,55	0,796	25,24	0,854

(2) Solaranlage erreicht den Sättigungsbereich nicht

Es sind die ausgezeichneten Kennlinien für Q_{sol} , Q_{nutz} , Q_{aux} , T_{sanf} , T_{send} aus den gegebenen Formeln zu berechnen und in 2 Diagramme einzutragen. Ebenso ist die geforderte Wärmelast als obere Grenze der Nutzenergie einzutragen. Es werden dann graphisch die Grenzen der einzelnen Bereiche bestimmt. Der Bereich konstanter Zapfmenge reicht bis zu derjenigen Einstrahlungssumme, bei der T_{send} die Warmwassersolltemperatur erreicht. Der Bereich konstanter Wärmelast dehnt sich von hohen Tagesummen bis zu dem Abszissenwert, bei dem T_{sanf} die Warmwassersolltemperatur erreicht. Der Bereich dazwischen ist der Mischbereich. Bild 13.4 und 13.5 zeigen für das Referenzsystem Ib (mit Nachheizsystem) die stationären Kennlinien für Q_{sol} , Q_{nutz} , Q_{aux} , T_{sanf} und T_{send} .

Es sind weiter die Langzeitmittelwerte des Standortes für die Einstrahlung in Kollektorebene (Tagesummen oberhalb der Anlaufschwelle), der Umgebungslufttemperatur während des Tages, der Kaltwassereintrittstemperatur während des Zapfens und der Speicherraumtemperatur getrennt für den Bereich konstanter Zapfmenge und konstanter Wärmelast zu berechnen. Mit diesen Werten geht man in die Beziehungen für Q_{sol} , Q_{nutz} und Q_{aux} auf und bildet das mit der Anzahl der Tage, die in diesen Bereichen auftreten, gewichtete Mittel. Dies ist der gesuchte Langzeitmittelwert.

Tabelle 13.3: Ergebnisse ausführliche Simulation - Kennlinienmethode

Größe	Mittelwert Ausgleichsgerade	Mittelwert Kennlinie
Referenzsystem I (Zwangsumwälzung):		
Langzeitmessung		
Wetter: Tageswerte 1982/83 (182 Tage); $H=11,71 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=7,4 \text{ }^\circ\text{C}$		
Last: 178 Liter/Tag bei $15/50 \text{ }^\circ\text{C}$		
$Q_{nutz} \text{ (MJ/m}^2\text{)}$	--	2,12
$Q_{aux} \text{ (MJ/m}^2\text{)}$	3,32	3,27
Referenzsystem II (Thermosiphon):		
Ausführliche Simulation		
Wetter: Stundenwerte 1975; $H=12,12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=9,3 \text{ }^\circ\text{C}$		
Last: 150 Liter/Tag bei $8/42 \text{ }^\circ\text{C}$		
$Q_{nutz} \text{ (MJ/m}^2\text{)}$	4,57	4,45
$Q_{sol} \text{ (MJ/m}^2\text{)}$	5,54	5,46
Referenzsystem III (Speicherkollektor):		
Ausführliche Simulation		
Wetter: Tageswerte 1986 für 7 Wochen; $H=15,5 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=11,9 \text{ }^\circ\text{C}$		
Last: 88 Liter/Tag bei $12/49,3 \text{ }^\circ\text{C}$		
$Q_{nutz} \text{ (MJ/m}^2\text{)}$	4,45	4,25
$Q_{sol} \text{ (MJ/m}^2\text{)}$	9,24	8,75
$Q_{aux} \text{ (MJ/m}^2\text{)}$	6,31	6,52

Alle Kennlinien haben im Bereich II gleiche Steigung wie ein System mit 175-Liter-Speicher, da wegen der stabilen Temperaturschichtung nur der untere Speicherteil erwärmt wird. Erst wenn die Temperatur im Solarteil des Speichers die Solltemperatur überschreitet, kann das Kollektorfeld das gesamte Tankvolumen erwärmen. Das Solarspeichervolumen erhöht sich damit faktisch beim Übergang zu Bereich IV. In Bild 13.10 erkennt man dies daran, daß die Speichertemperaturen T_{sanf} und T_{send} zunächst absinken, während sie ohne Nachheizung in diesem Betriebsbereich stärker ansteigen würden als zuvor. Q_{sol} steigt wegen der zusätzlichen Verluste des Bereitschaftsteils stärker an.

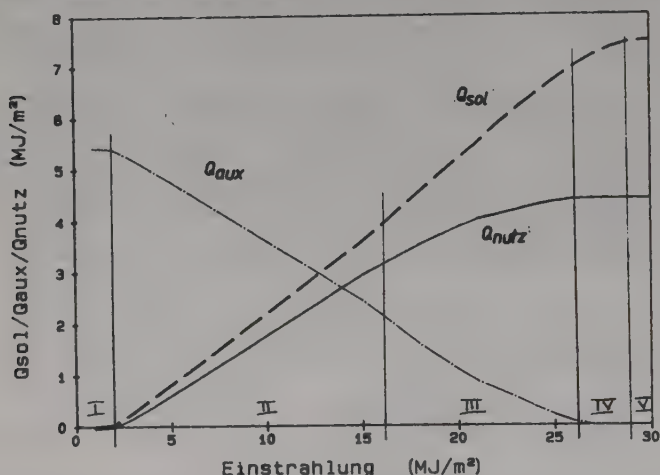


Bild 13.4: Kennlinien von Q_{sol} , Q_{nutz} und Q_{aux}

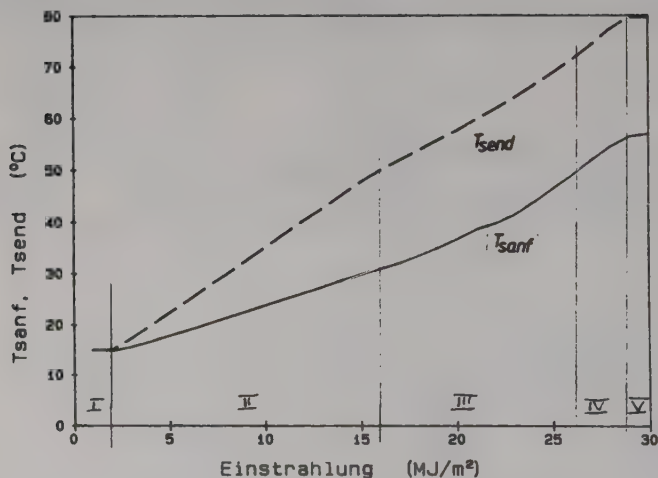


Bild 13.5: Kennlinien von T_{sanf} und T_{send}

(3) Solaranlage kommt in den Sättigungsbereich

Das Vorgehen ist genauso wie unter (2). Zusätzlich muß der maximal mögliche Solarenergieertrag in das Diagramm eingetragen werden. Dieser Wert stellt für den Solarenergieertrag im entsprechenden Betriebsbereich eine untere Grenze dar, die dann erreicht wird, wenn der Sicherheitstemperaturschalter im Speicher die Wärmelieferung vom Kollektorfeld unterbindet. Dies kommt in der Praxis selten vor, so daß Q_{sol} mit der Formel für konstante Wärmelast berechnet werden kann. Bild 13.6 und 13.7 zeigen die Kennlinien für Referenzsystem II.

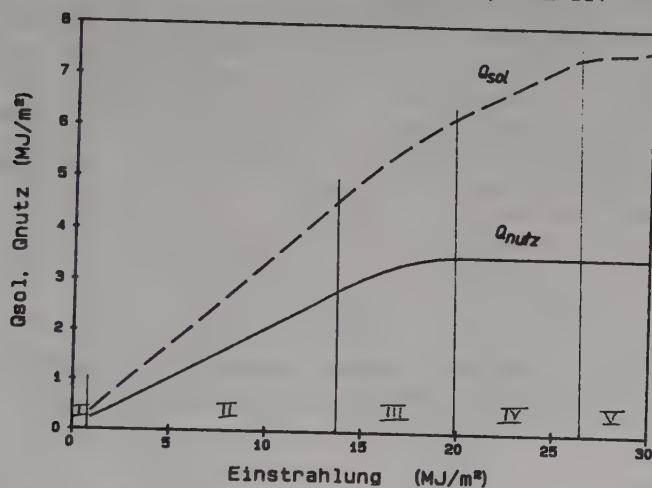


Bild 13.6: Kennlinien von Q_{sol} und Q_{nutz}

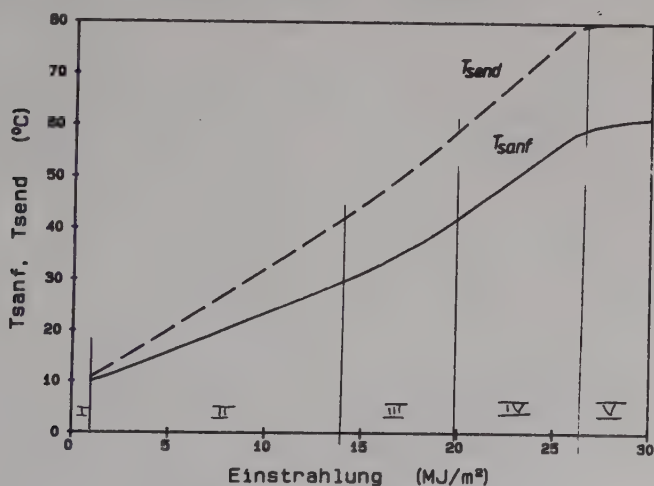


Bild 13.7: Kennlinien von T_{anf} und T_{send}

Tabelle 13.4: Ergebnisse ausführliche Simulation - Kennlinienmethode

Größe	Mittelwert Ausgleichsgerade	Mittelwert Kennlinie
Referenzsystem I (Zwangsumwälzung):		
Ausführliche Simulation ohne Nachheizsystem		
Wetter: Stundenwerte 1975; $H=12,12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=9,3 \text{ }^\circ\text{C}$		
Last: 90 Liter/Tag bei 15/50 $^\circ\text{C}$		
Q_{nutz} (MJ/m^2)	1,41	1,39
Q_{sol} (MJ/m^2)	2,96	2,82
Referenzsystem II (Thermosiphon):		
Ausführliche Simulation		
Wetter: Stundenwerte 1975; $H=12,12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=9,3 \text{ }^\circ\text{C}$		
Last: 50 Liter/Tag bei 8/42 $^\circ\text{C}$		
Q_{nutz} (MJ/m^2)	2,29	2,17
Q_{sol} (MJ/m^2)	4,00	3,84
Referenzsystem III (Speicherkollektor):		
Ausführliche Simulation		
Wetter: Tageswerte 1986 für 7 Wochen; $H=15,5 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=11,9 \text{ }^\circ\text{C}$		
Last: 44 Liter/Tag bei 12/49,3 $^\circ\text{C}$		
Q_{nutz} (MJ/m^2)	2,78	2,58
Q_{sol} (MJ/m^2)	9,24	8,65
Q_{aux} (MJ/m^2)	3,67	3,80

(4) Berücksichtigung des Zapfprofils

Die bisher benutzten Kennlinien nehmen eine während 24 Stunden konstante Zapfrate an. In Kapitel 9.3 ist die Speicherverweilzeit als Funktion des Zapfzeitpunkts für das Referenzsystem I mit einem 90-Liter-Speicher ohne Nachheizung dargestellt (Bild 9.11). Die Speicherverweilzeit wird dazu benutzt, um die Differenz im Nutzenergieertrag zwischen dem gegebenen Zapfprofil und konstanter Zapfrate zu bestimmen. Dazu benötigt man die Kennlinien für reine Nachtzapfung, die man ebenfalls in geschlossener Form angeben kann. Sie liefern den mittleren solaren Energieertrag über die betrachtete Zeitperiode. Es wird ferner das mit den Zapfvolumina gewichtete arithmetische Mittel der Speicherverweilzeit für das aktuelle Zapfprofil gebildet. Tabelle 13.5 zeigt als Beispiel 2 Fälle: Zapfung von 4-6 Uhr (Speicherverweilzeit: 21 h) und Zapfung von 12-14 Uhr (Speicherverweilzeit: -2 h). Die Ergebnisse der ausführlichen Simulation werden mit der Kennlinienmethode verglichen. Sie stimmen gut miteinander überein.

Tabelle 13.5: Ergebnisse ausführliche Simulation - Kennlinienmethode

Größe	Mittelwert Ausgleichsgerade	Mittelwert Kennlinie
Referenzsystem I (Zwangsumwälzung):		
Ausführliche Simulation ohne Nachheizsystem		
Wetter: Stundenwerte 1975; $H=12,12 \text{ MJ/m}^2$; $T_a=9,3 \text{ }^\circ\text{C}$		
Last: 180 Liter/Tag bei $15/50 \text{ }^\circ\text{C}$		
Zapfung von 4 - 6 Uhr:		
Q_{nutz} (MJ/m^2)	1,51	1,55
Q_{sol} (MJ/m^2)	2,50	2,35
Zapfung von 12 - 14 Uhr:		
Q_{nutz} (MJ/m^2)	2,47	2,45
Q_{sol} (MJ/m^2)	3,21	--

13.2 Fehlerbetrachtung

Die einfache Rechenmethode zur Vorhersage des Langzeitverhaltens ist eine reine Mittelwertmethode, die die statistische Verteilung der Wetterbedingungen unberücksichtigt läßt.

In der Literatur wird die Benutzung von Mittelwerten sehr kritisch betrachtet. Siebers /13.1/ berechnet den Bruttowärmeertrag eines Flachkollektors bei konstanter Eintrittstemperatur unter Verwendung von unterschiedlichen Mittelwerten. Er vergleicht stündliche Wetterdaten mit Tagesmittelwerten, mittleren Tagen und Monatsmittelwerten und kommt zu dem Schluß, daß alle Mittelwertbildungen bei stark variierender Bestrahlungsstärke von Tag zu Tag und Stunde zu Stunde zu signifikant schlechten Ergebnissen führen. Abweichungen von 20 bis 100 % verglichen mit der ausführlichen Rechnung kommen vor. Die Wärmemengen sind durchweg zu niedrig.

Was ist die Ursache von Fehlern durch Mittelwertbildung? Es gibt zwei wesentliche Faktoren:

(1) Die Pumpe im Kollektorkreis läuft erst dann an, wenn ein bestimmter Schwellenwert (abhängig von der Umgebungstemperatur und der Anfangstemperatur im Speicher) überschritten wird. Die Strahlung unterhalb dieses Wertes bleibt unberücksichtigt in der Praxis, geht aber in die Mittelwertbildung mit ein. Die Folge sind stets zu niedrige Ergebnisse bei Mittelwertbildung.

(2) Die Pumpe im Kollektorkreis schaltet sich ab, wenn im Wasserspeicher die maximal zulässige Temperatur erreicht ist. Die Strahlung zu diesen Zeiten bleibt in der Praxis unberücksichtigt. Tritt dieser Tatbestand ohne den vorhergehenden Effekt auf, so liefert die Mittelwertbildung zu hohe Werte für die Solarwärme.

Beide Fehler können sich in Ausnahmefällen kompensieren.

In der Mittelwertmethode des vorhergehenden Kapitels ist das Abschneiden nach unten bereits in der Herleitung berücksichtigt. Die Kennlinien werden mit angenommener sinusförmiger Einstrahlung berechnet. Die Kollektorkreispumpe wird erst eingeschaltet, wenn die Kollektortemperatur höher als die Speichertemperatur ist. Die Schaltzeiten sind nahezu gleich am Tag (bei gleicher Tageslänge), da die Speicherausgangstemperatur im eingeschwungenen Zustand linear mit der Strahlungssumme zunimmt (Kapitel 5). Gleiches gilt für das Anlaufen der Fluidumwälzung beim Thermosiphonsystem.

In den Beispielen von Kapitel 5.1 wurden die Einstrahlungsgrenzen für die Betriebsbereiche I bis V bei festen Temperaturen T_a , T_{kw} und T_{as} ermittelt. Die Grenzwerte hängen jedoch von diesen Betriebstemperaturen ab, so daß man für jeden Tag mit dem Werte-Tupel (H, T_a, T_{kw}, T_{as}) den zugehörigen Betriebsbereich bestimmen sollte. Die Langzeitmittelwerte über diese 4 Größen müssen in die Gleichungen der jeweiligen Betriebsbereiche eingesetzt werden. Die Resultate werden auf diese Weise geringfügig genauer als ohne Berücksichtigung der Betriebstemperaturen.

Trotzdem macht man bei Anwendung der Mittelwertmethode Fehler verglichen mit einer ausführlichen Rechnung mit sinusförmiger Einstrahlung und konstanten Umgebungstemperaturen während eines Tages. Die Mittelwertmethode nimmt a priori an, daß eine Gleichverteilung um die ausgezeichnete Kennlinie vorhanden ist. Dies ist wegen der Pumpensteuerung, und der daraus resultierenden Nichtlinearität des Systems nicht der Fall. War der Speicher vom Vortag warm, so daß die Kollektorkreispumpe wegen zu niedriger Kollektortemperatur überhaupt nicht anläuft, folgt daraus $Q_{sol} = 0$. Null ist der untere Grenzwert für Q_{sol} , nicht jedoch für Q_{nutz} . Ein ähnlicher Effekt macht sich bei hohen Einstrahlungen bemerkbar. Hier ist die ausgezeichnete Kennlinie von Q_{sol} ebenfalls eine untere Grenzlinie, die nur erreicht wird, wenn mehrere Tage hoher Einstrahlung aufeinanderfolgen, so daß die Sättigung erreicht wird. Dies kommt unter mitteleuropäischen Wetterbedingungen bei richtig ausgelegten Systemen (Speicher nicht zu klein gewählt) kaum vor. Eine weitere Fehlerquelle tritt beim Übergang zwischen einzelnen Bereichen der Kennlinien auf. Da sich das System praktisch nie im eingeschwungenen Zustand befindet, bestimmen die Verhältnisse am Vortag über die Speicheranfangstemperatur in hohem Maße den Betriebsbereich, in dem die Anlage am laufenden Tag arbeitet.

Die Fehler für die Wärmemengen Q_{sol} , Q_{nutz} und Q_{aux} liegen bei 3 - 6 % verglichen mit der ausführlichen Simulationsrechnung. Hierbei ist angenommen, daß das Modell das tatsächliche Verhalten richtig abbildet. In der Praxis sind jedoch manche Eingabegrößen, wie Speicherraumtemperaturen oder die Lastverteilung über die Woche gar nicht bekannt. Weitere Ungenauigkeiten, die durch die im Modell gemachten Annahmen konstanter Systemkenngrößen (Kapitel 6-9) entstehen, liegen ebenfalls bei 3 - 6 %. Der daraus resultierende Gesamtfehler von 5-10 % bleibt in einem sinnvollen Rahmen für die Genauigkeit von Aussagen über Solaranlagen.

14. VORSCHLAG EINER TESTMETHODE

14.1 Vermessung der Anlage

Nach den Kriterien von Kapitel 1-5 und den Erfahrungen aus der experimentellen und theoretischen Beschäftigung mit Solaranlagen wurde eine Prüfprozedur erarbeitet. Sie umfaßt drei Teile: Komponententests, Anlagenkurzzeittest und Test in Normalbetrieb. Dabei ist vor allem wichtig, daß die Aussagen aller Tests zu übereinstimmenden Vorhersagen des Jahresertrags führen. Falls nicht alle Teile durchgeführt werden können, wird auf die Informationen aus den verbleibenden Teilen aufgebaut. Prinzipiell ist jede Methode, die die geforderten charakteristischen Systemparameter (nach Kapitel 3) liefert, als Testverfahren geeignet.

1) Komponententests:

Die charakteristischen Parameter von

- Kollektor
- Wasserspeicher
- Wärmetauscher
- Nachheizsystem

werden mit anerkannten stationären oder instationären Verfahren /14.1-3/ ermittelt. Darüber hinaus werden die Schaltpunkte der Regleinheit vermessen.

2) Anlagenkurzzeittest:

Dieser Test wird an 5 Tagen durchgeführt (Meßfühlerbestückung siehe Bild 14.1).

Systemkonditionierung:

Der Speicher wird vor 7 Uhr morgens mit kaltem Wasser bekannter Temperatur befüllt. Der Durchfluß im Kollektorkreis ist Null. Das Nachheizsystem ist ausgeschaltet.

Testbetrieb:

Die Messungen laufen von 7 Uhr bis 17 Uhr bei eingeschalteter Steuerung. Während dieser Zeit wird die gesamte tägliche Zapfmenge (z.B. 200 Liter) kontinuierlich aus dem Speicher entnommen. Über die Zeitdauer des Tests werden die meteorologischen Daten, der Status der Fluidumwälzung (Ein oder Aus) im Kollektorkreis, die Kaltwassereintritts- und die Warmwasseraustrittstemperatur als Fünf-Minutenmittelwerte aufgezeichnet. Als unterer Grenzwert für den Tageswert der Einstrahlungssumme wird 10 MJ/m^2 gefordert. Das Nachheizsystem bleibt während des Tests abgeschaltet.

Bestimmung des Endzustands:

Nach dem Ende des Testbetriebs wird der Speicher leergezapft bis die Differenz zwischen Eintrittstemperatur und Austrittstemperatur kleiner als $0,1 \text{ K}$ ist und der Energieinhalt ermittelt..

3) Normalbetrieb:

Die Anlage wird im Normalbetrieb für wenigstens 1 bis 2 Wochen (abhängig von der Witterungssituation) gefahren. Tagsüber erfolgen wenigstens drei Zapfungen. Neben den meteorologischen Variablen werden die Vor- und Rücklauftemperatur im Kollektorkreis mit Anlegefühlern, der Status der Fluidumwälzung, die Kaltwassertemperatur und die Warmwassertemperatur als Fünf-Minutenmittelwerte gemessen. Darüber hinaus wird die Zusatzenergie zum Nachheizen erfaßt. Am Ende der Meßperiode wird der Speicher wie beim Kurzzeittest energetisch entleert, um vorhandene Saldi berücksichtigen zu können.

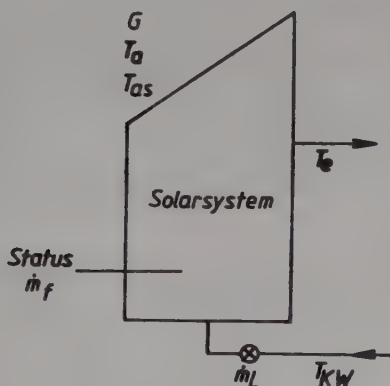


Bild 14.1: Aufbau für das Testverfahren

Alle Messungen werden per Programm ausgewertet und die Kenngrößen aus den drei Teilverfahren miteinander verglichen und angepaßt. Der Einfluß der Ungenauigkeiten der Kenngrößen auf die Jahresprognose kann anhand einer Sensitivitätsanalyse quantitativ abgeschätzt werden (siehe Kapitel 6).

14.2 Bestimmung der Systemparameter

Die Parameter des Wasserspeichers, die Wärmekapazität und der thermische Verlustkoeffizient, lassen sich auf jeden Fall mit separaten Testverfahren entweder aus Abklingkurven der Speichertemperatur oder aus der Nachheizleistung im stationären Zustand ermitteln. Das gleiche gilt für die Parameter des Zusatzenergiesystems.

Es verbleiben die Parameter des Kollektorkreises η_0 , U_L , m_c und ϵ . Die Differentialgleichungen in Kapitel 3 (Formel (3.21)) haben 4 unabhängige Koeffizienten. Sind sie bekannt, so folgt die zeitliche Entwicklung der Speichertemperatur aus der Differentialgleichung. Umgekehrt ist diese eine lineare Gleichung für die unbekannten Koeffizienten, die sich bei Kenntnis der Speichertemperatur und deren zeitlichen Ableitungen, der Einstrahlung, Umgebungs-, Kaltwassereintritts- und Raumtemperatur bestimmen lassen. Ist die Anzahl der Meßwerte größer als 4, muß man eine Ausgleichsrechnung durchführen. Der Algorithmus nach Householder /14.4-5/ passt die Koeffizienten unter Angabe der Fehler und Standardabweichung an die Meßwerte nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate an. Er eignet sich besonders für digitale Rechenanlagen. Mit den vorgegebenen Werten für G , T_a , T_{kw} und T_s und den Ergebnissen des Simulationsmodells für $\dot{T}_s$, T_s und T_s als Quasi-Meßwerte wurde dieses Verfahren verifiziert. Die in das Rechenmodell vorher eingesetzten Kenngrößen η_0 , U_L , m_c und ϵ der Solaranlage konnten damit bestimmt werden.

Leider funktioniert das Verfahren in dieser Art nicht, wenn man Meßwerte verwendet. Ein Grund dafür liegt in der ungenügenden Auflösung der Meßwerte, was folgendes Beispiel zeigt: Die mittleren Speichertemperaturen T_s der Modellrechnung werden mit einer Auflösung von Hundertstel °C in eine Datei geschrieben. Daraus werden die Differenzenquotienten von T_s und wiederum deren Differenzenquotienten berechnet. Wendet man nun das Ausgleichsverfahren nach House-Holder an, so liefert es unsinnige Werte für die Kenngrößen. Bei einer üblichen endlichen Meßgenauigkeit von 0,05 K versagt daher diese Vorgehensweise. Darüberhinaus treten in der realen Anlage physikalische Vorgänge auf, die im Modell nicht enthalten sind. Sie bewirken ebenfalls, daß die numerischen Auswertung unsinnige Kenndaten liefert.

Abhilfe schafft der Übergang auf das Modell ohne Kollektorwärmekapazität, bei dem die 2. Zeitableitung der Speichertemperatur entfällt. Allerdings erhält man in diesem Fall lediglich zwei charakteristische Parameter, nämlich die Produkte $F_w \eta_0$ und $F_w U_L$. Der Faktor F_w berücksichtigt den Wärmewiderstand des Wärmetauschers. Die Auswertung reagiert empfindlich auf Meßfehler und wird bei Wahl eines zu kleinen Zeitschritts instabil. Den Einfluß der Meßgenauigkeit wird mit zunehmender Anzahl von Meßwerten kleiner. Insbesondere machen sich die endlichen Durchflußzeiten im Kollektorkreis bemerkbar, da nach der Modellvorstellung eine Änderung der Einstrahlung unmittelbar auf die Speichertemperatur zurückwirkt.

Außerdem gibt es beliebig viele Wertepaare $F_w \eta_0$, $F_w U_L$ für nahezu gleiche Verhältnisse. In Bild 14.2 ist Q_{sol} dargestellt als Funktion von U_L mit η_0 als Parameter für ein System im eingeschwungenen Zustand. Man sieht, daß es beliebig viele Wertepaare (η_0, U_L) für denselben Solarenergieertrag gibt. Diese Aussage ist unabhängig von

der Strahlungssumme H (Abweichungen $< 1\%$). Erst wenn sich die Umgebungstemperatur gegenüber dem Standardfall ändert, bei dem die äquivalenten Wertepaare ausgesucht wurden, treten deutlichere Abweichungen auf. Systeme mit besseren U_L -Werten werden bei niedrigeren T_a relativ besser und umgekehrt. Die vorkommenden Differenzen sind jedoch klein und betragen bei Änderung von T_a um 10 K bis 3 %.

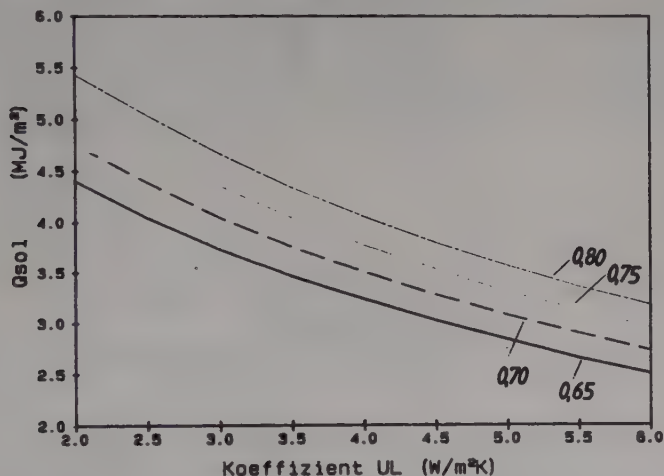


Bild 14.2: $Q_{sol} = f(U_L)$ mit ν_0 als Parameter

Die Auswertung wird am Beispiel von Referenzsystem Ia demonstriert. Dazu werden zwei gemessene Tage (5./7. 4. 85) verwendet, an denen kein Wasser aus dem Speicher entnommen wurde (Bild 14.3 und 14.4).

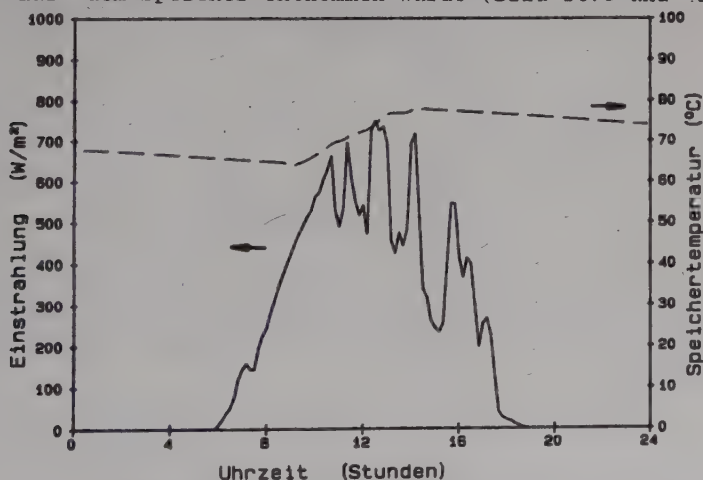


Bild 14.3: Einstrahlung und mittlere Speichertemperatur am 5.4.85

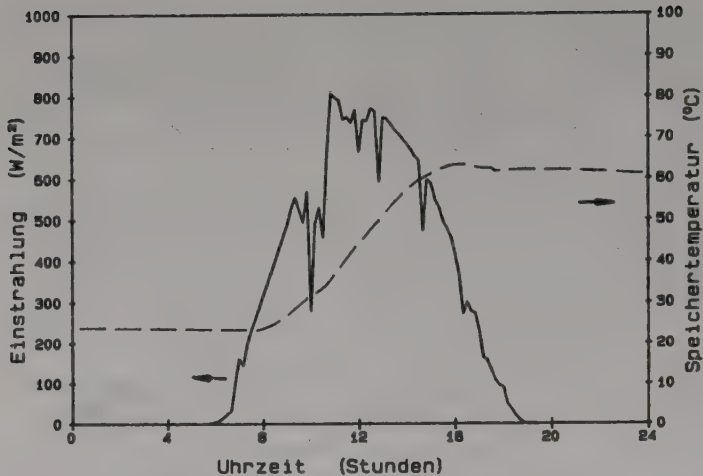


Bild 14.4: Einstrahlung und mittlere Speichertemperatur am 7.4.85

Mit einem Rechenprogramm wurden aus den Meßwertdateien die Mittelwerte der Speichertemperaturen bei laufender Umwälzpumpe entnommen und deren Zeitableitungen gebildet. Das Zeitintervall für die Mittelung wurde vorgegeben. Ebenso wurden die Einstrahlung, Umgebungstemperatur, Speicherumgebungstemperatur aus der Meßwertdatei ausgelesen und alle Werte auf eine neue Datei geschrieben. Auf diese Datei konnte dann der Householder-Algorithmus angewendet werden. Die Ergebnisse waren unterschiedlich, sowohl bei Verwendung von unterschiedlichen Tagen, als auch bei unterschiedlichen Mittelungsintervallen. Für die beiden oben erwähnten Tage erhält man bei einem Zeitintervall von 10 Minuten aus 68 Werten $F_w \eta_o = 0,73$ und $F_w U_L = 4,5 \text{ W/m}^2\text{K}$, bei Zeitintervall 20 Minuten aus 32 Werten $F_w \eta_o = 0,71$ und $F_w U_L = 4,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ und bei Zeitintervall 30 Minuten aus 16 Werten $F_w \eta_o = 0,72$ und $F_w U_L = 4,2 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bildet man den Mittelwert der Ergebnisse aus den drei Zeitintervallen, so erhält man für das Referenzsystem Ia $F_w \eta_o = 0,72$ und $F_w U_L = 4,35 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dabei ist der Fehler von $F_w \eta_o$ $\pm 4\%$ und von $F_w U_L$ $\pm 9\%$. Diese Werte stimmen mit den Kennwerten, die in der Simulation von Kapitel 4.1 verwendet wurden ($\eta_o = 0,71$ und $U_L = 3,9 \text{ W/m}^2\text{K}$) zufriedenstellend überein.

Berechnet man mit den Werten $F_w \eta_o = 0,72$ und $F_w U_L = 4,35 \text{ W/m}^2\text{K}$ die stationären Kennlinien, so liegen Q_{sol} und Q_{nutz} im Bereich II um 6 % über den Kennlinien, die mit den Kenndaten aus Kapitel 4.1 berechnet wurden. Vergleicht man für beide Fälle die Ergebnisse aus Simulationsrechnungen des Jahres 1975, so findet man eine Abweichung von 3,5 % bei Q_{sol} und Q_{nutz} .

14.3 Darstellung der Ergebnisse

Zur Darstellung der Ergebnisse werden für einen Standardfall (z. B. $T_a = T_{kw} = T_{as}$ und Zapfung von 180 Liter/Tag bei 50/15 °C) die ausgezeichneten Kennlinien für Q_{sol} , Q_{nutz} , Q_{aux} und T_{anf} , T_{end} berechnet und in zwei Diagramme eingetragen (Bild 14.5 und 14.6). Darüberhinaus werden diese Größen als Formeln dargestellt (siehe Anhang 17.3: Formeln der Wärmemengen im eingeschwungenen Zustand). In einem dritten Diagramm wird die Steigung von Q_{sol} und Q_{nutz} als Funktion des Zapfvolumens aufgetragen (Bild 14.7). Zusätzlich wird die Speicherverweilzeit im Bereich konstanter Zapfmenge als Funktion des Zapfzeitpunkts angegeben (Bild 14.8).

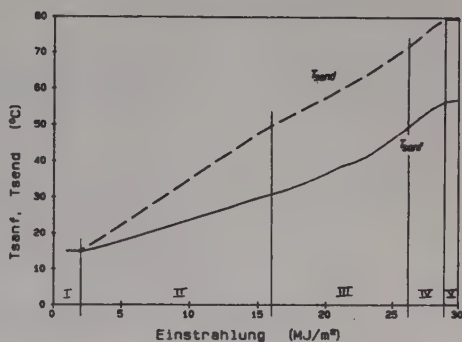
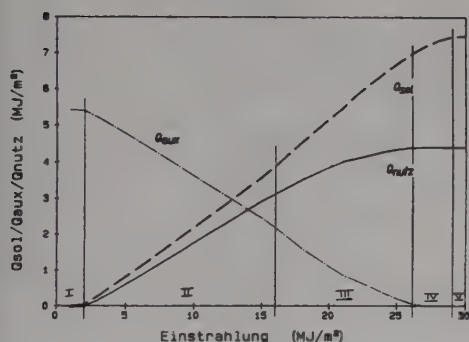


Bild 14.5/6: Stationäre Kennlinien Wärmemengen und Speichertemperaturen

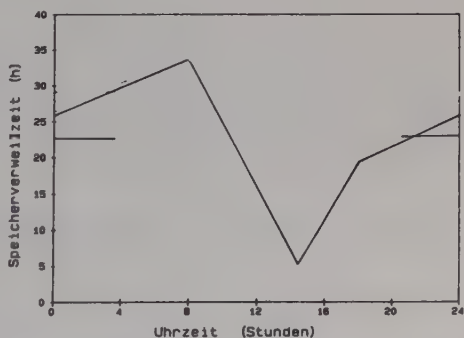
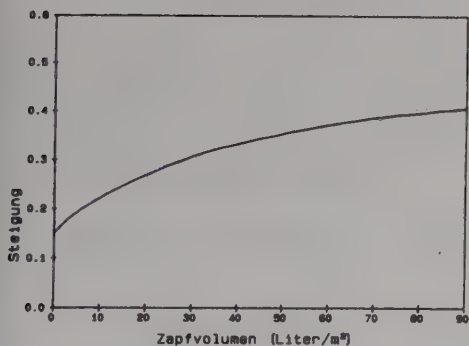


Bild 14.7: Steigung $Q_{sol} = f(\text{Last})$

Bild 14.8: Speicherverweilzeit

An Hand der Diagramme und Formeln können mit der Rechenmethode des vorhergehenden Kapitels die Langzeitmittelwerte der interessierenden Wärmemengen und Temperaturen bei bekannten oder geschätzten meteorologischen Verhältnissen gebildet werden. Für eine rasche Bewertung und insbesondere für einen Vergleich unterschiedlicher Anlagen sind die Diagramme der Wärmemengen geeignet. Legt man nämlich die Kurven mehrerer Anlagen übereinander, sieht man sofort, welches System im Standardfall relativ besser oder schlechter zu den anderen ist, ohne eine konkrete Berechnung einzelner Wärmemengen durchführen zu müssen. Die Rangfolge der Systeme kann sich allerdings in anderen Anwendungsfällen noch verschieben.

15. NOMENKLATUR

Symbol	Physikalische Größe	Einheit
A	Fläche	m ²
c	spezifische Wärmekapazität	kJ/kgK
G	solare Bestrahlungsstärke	W/m ²
H	solare Bestrahlungsenergie	MJ/m ²
h	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
m	Masse	kg
P	Druck	Pa
Q	Energie	MJ oder MJ/m ²
T	Temperatur	°C
ΔT	Temperaturdifferenz	K
u	Windgeschwindigkeit	m/s
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m ² K
α	Absorptionsgrad	
β	Neigungswinkel	Grad
γ	Sonnenhöhe	Grad
δ	Deklinationwinkel	Grad
ε	Emissionsgrad	
λ	Wellenlänge	μm
θ	Einfallswinkel	Grad
τ	Transmissionsgrad	
(ατ)	effektives Absorptions/Transmissionsprodukt	
ρ	Dichte	kg/m ³
Y = f(X)	Y ist eine Funktion von X	
<X>	Mittelwert über die Größe X	
X	Differenz von X	

Ein Punkt über einem Symbol bedeutet das totale Differential nach der Zeit. Energie, nach der Zeit abgeleitet, ist die entsprechende Leistung. Die Zeitableitung einer Masse ist ein Massenstrom oder eine Durchsatzrate. Die Begriffe Masse, Volumen und Wärmekapazität (bzw. Massenrate, Volumenrate und Wärmestromdichte) werden im Text manchmal für dieselben Symbole verwendet, wo es korrekterweise m, V und mc (bzw. $\dot{m}$, $\dot{V}$ und $\dot{m}c$) heißen müßte.

Die benutzten Abkürzungen für die physikalischen Größen lehnen sich an die empfohlenen Vorschläge der CEC an /14.3/.

Verzeichnis der Symbole und Größen, die im Text vorkommen:

Symbol	Physikalische Größe	Einheit
A	Kollektorfläche	
c _c	spezifische Wärmekapazität des Kollektors	
c _f	spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids	
c _p	spezifische Wärmekapazität der Absorberplatte	
c _R	spezifische Wärmekapazität der Rohrleitungen	
c _w	spezifische Wärmekapazität des Wassers	
c _w	spezifische Wärmekapazität der Wärmetauscherwand	
c ₁ , c ₂	spezifische Wärmekapazität Fluid 1/2 (Wärmetauscher)	
d	Rohrdurchmesser	
G	solare Strahlungsleistung	
G _{IR}	Infrarotstrahlung des Himmels	
F'	Wärmeentzugsfaktor des Kollektors	
F _R	Wärmeabfuhrfaktor des Kollektors bezogen auf T _i	
h	Höhe	
h ₁ , h ₂ , h ₃	Übertragungsfunktionen	
h _{pf}	Wärmeübergangszahl zwischen Absorber und Fluid	
h _{Rf}	Wärmeübergangszahl zwischen Rohr und Fluid	
h _{1w} , h _{2w}	Wärmeübergangszahl Fluid und Wand (Wärmetauscher)	
H	Tagessumme der Strahlungsenergie	
L	Länge der Absorberplatte bzw. Rohrlänge	
L	Lebensdauer der Solaranlage	
L _{eff}	effektive Rohrlänge	
m _b	Masse des Nachheizspeichers	
m _c	Masse des Kollektors	
m _f	Masseninhalte des Fluids im Kollektor	
m _f	Massendurchsatzrate des Fluids im Kollektor	
m _L	gezapfte Wassermenge	
m _L	Durchsatzrate (Masse oder Volumen) der Wasserentnahme	
m _p	Masse der Absorberplatte	
m _R	Masse der Rohrleitungen	
m _s	Masse des Wärmespeichers (Solarteil)	
m ₁ , m ₂	Masseninhalte im Primär- Sekundärkreis des Wärmetauschers	
m _w	Masse der Wärmetauscherwand	
n	Anzahl der Kollektorabdeckungen	
ΔP	Druckverlust der Strömung	
ΔP _a	Auftriebsdruck	
Q _{aux}	Zusatzenergie	
Q _c	Wärmeleistung des Kollektors	
Q _{nutz}	nutzbare Energie aus dem Solarspeicher	
Q _L	Wärmelast	
Q _{SL}	geforderte Wärmelast	
Q _s	Wärmeenergie des Speichers	
Q _{sol}	Solarenergie in den Speicher	
Q _{ver}	Wärmeverlust des Speichers	
Q _{ww}	Wärmebedarf des Verbrauchers	
Re	Reynoldszahl	
s	solarer Sparanteil	
t	Zeit	
t _a , t _{anf}	Einschaltzeit der Fluidumwälzung	
t _d	Tageslänge	
t _e , t _{end}	Abschaltzeit der Fluidumwälzung	
t _l	Laufzeit der Anlage t _l = t _e - t _a	

Δt_s	Speicherverweilzeit
T_a	Umgebungslufttemperatur
T_{as}	Raumtemperatur des Wärmespeichers
T_c	mittlere Kollektortemperatur (Fluid)
T_e	Austrittstemperatur des Fluids aus dem Kollektor
T_f	Temperatur des Wärmeträgerfluids
T_i	Eintrittstemperatur des Fluids in den Kollektor
T_{kw}	Kaltwasserzulauftemperatur
T_L	Leerlauftemperatur des Kollektors
T_{max}	Maximal zulässige Temperatur des Speichers
T_p	Oberflächentemperatur des Absorbers
T_R	Referenztemperatur der Wärmesenke
T_{sanf}	Speichertemperatur zum Zeitpunkt t_{anf}
T_{send}	Speichertemperatur zum Zeitpunkt t_{end}
T_{so}	Wassertemperatur am Speicherkopf
T_{su}	Wassertemperatur am Speicherboden
T_{sw}	Erhöhte Warmwassersolltemperatur bei externer Nachheizung
T_{ww}	Warmwassersolltemperatur
T_w	Temperatur der ortsfesten Wärmekapazität (Wärmetauscher)
T_1, T_2	Fluidtemperatur im Primär-/Sekundärkreis (Wärmetauscher)
ΔT_{ein}	Einschaltschwelle für die Umwälzpumpe
ΔT_{aus}	Ausschaltschwelle für die Umwälzpumpe
$\bar{u}$	Windgeschwindigkeit
U_b	Wärmeverlustkoeffizient des Nachheizspeichers
U_c	Wärmeverlustkoeffizient der Absorberplatte
U_L	Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors
U_R	Wärmeverlustkoeffizient der Rohrleitung
U_S	Wärmeverlustkoeffizient des Speichers (Solarteil)
U_w	Wärmeverlustkoeffizient des Wärmetauschers
v	Strömungsgeschwindigkeit
v_f	Strömungsgeschwindigkeit des Fluids im Kollektor
v_1, v_2	Strömungsgeschwindigkeit Fluids 1/2 (Wärmetauscher)
V_s	Speichervolumen
x	Längenkoordinate
α	Wärmeübergangszahl Kollektor-Speicher (Gleichung 3.6b)
$(\alpha \tau)$	effektives Absorptions-Transmissionsprodukt
β	Neigungswinkel des Kollektors
η_o	optischer Konversionsfaktor des Kollektors
η	Wirkungsgrad
ε	Temperaturänderungsgrad (Wärmetauschergüte)
ε	Rauigkeit eines Rohres
ε	relativer Fehler
χ	Leistungskennzahl (Wärmetauscher)
λ	Wellenlänge der Strahlung
λ	Wärmeleitfähigkeit
λ	Reibungszahl
θ	Einfallswinkel der Strahlung
ρ	Dichte des Fluids
γ	Wärmestromverhältnis (Wärmetauscher)
γ	Widerstandsbeiwert
ω	Kreisfrequenz = $(2\pi)/\text{Tageslänge}$

16. LITERATURNACHWEIS

1. Kapitel:

- /1.1/ P.L. Versteegen, D.E. Cassel
A Survey of Existing Solar System Simulation Methods
SUN II Silver Jubilee Congress, Atlanta, 1979
- /1.2/ D. Little
Solar Heating and Cooling (SHAC) Simulation Programs:
Assessment and Evaluation
EPRI-EM-1986, Vol. 1 and 2, Research Project 1269-1
Palo Alto, 1981
- /1.3/ P.W. Wensierski
Analyse und Optimierung solarer Warmwasser- und Raumheizungssysteme von Wohnbauten mit verschiedenem Wärmeschutz
Jül-Spez-301, Februar 1985
- /1.4/ A.H. Fanney, S.T. Liu
Experimental System Performance and Comparison with Computer Predictions for Six Solar Domestic Hot Water Systems
SUN II Silver Jubilee Congress, Atlanta, 1979
- /1.5/ W.A. Beckman, S.A. Klein, J.A. Duffie
Solar Heating Design by the f-Chart Method
Wiley, New York, 1977
- /1.6/ K. Vanoli, K.R. Schreitmüller
Abschlußbericht Solarhaus Freiburg
BMFT-FB-T 84-249, FIZ Karlsruhe, 1984
- /1.7/ TRNSYS, A Transient Simulation Problem
Engineering Experiment Station Report No. 38
Solar Energy Laboratory
University of Wisconsin, Madison 53706, 1979
- /1.8/ K. Vanoli
Theoretische und experimentelle Systemanalysen
am Solarhaus Freiburg
Ein Beitrag zur Nutzung der Sonnenenergie
mit evakuierten Röhren-Kollektoren
Dissertation, Universität Stuttgart 1985
- /1.9/ A. Filloux
Determination of the Thermal Performance of Solar Domestic Water Heating Systems
Working Document, ISO Meeting München, TC 180/SC 4 July 1985
- /1.10/ Solar Water Heaters - Method of Test for Thermal Performance
- Outdoor Test Method
Draft Australian Standard, Document of ISO/TC 180, June 1985

- /1.11/ W.B. Gillet, J.E. Bates
Solar DHW System Testing
Report on Experts Meeting Held at ISPRA 12-13 February 1986
- /1.12/ Solar Collector and Systems Testing Group
Proceedings of Meeting at Athens 4 - 7 June 1985
Edited by: E. Aranovitch, D. Gilliaert, W.B. Gillet
- /1.13/ J.E. Bates, W.B. Gillet
Review of Solar DHW System Testing Methods
Working document of the CSTG, Lyon, 2 - 5 December 1985
- /1.14/ B. Schläpfer, P. Schneiter
Kurztestmethode für Sonnenenergieanlagen
Schlußbericht über das Vorprojekt November 85 bis Mai 86
Hedingen, Mai 1986
- /1.15/ A. Filloux
Performance Evaluation of Solar Domestic Water Heaters
Working document of the CSTG, Lyon, 3 - 6 December 1985
- /1.16/ D. Gilliaert, P. Tebaldi
Testing Methodology for the Determination of the Thermal
Performance of Residential Sized SDHW Systems
Working document of the CSTG, Lyon, 3 - 6 December 1985
- /1.17/ J.E. Nielsen, O. Ravn
Performance Testing of Domestic Hot Water and Space Heating
Solar Systems
Working document of the CSTG, Lyon, 3 - 6 December 1985
- /1.18/ Solar Collector and Systems Testing Group
Proceedings of Meeting at Lyon 3 - 6 December 1985
Edited by: E. Aranovitch, D. Gilliaert, W.B. Gillet
- /1.19/ A.H. Fanney, W.C. Thomas, C.A. Scarborough, C.P. Terlizzi
Analytical and Experimental Analysis of Procedures for Testing
Solar Domestic Hot Water Systems
NBS Building Science Series 140, 1982
- /1.20/ J.R. Simonson
Computing Models in Solar Heating Design
MacMillan Press Ltd, London, 1984
- /1.21/ J.M. Gordon, Y. Zarmi
An Analytical Model for the Long-Term Performance of Solar
Thermal Systems with Well-Mixed Storage
Solar Energy, Vol. 35, pp. 55-61, 1985
- /1.22/ D. Feuermann, J.M. Gordon, Y. Zarmi
A Typical Meteorological Day (TMD) Approach for Predicting the
Long-Term Performance of Solar Energy Systems
Solar Energy, Vol. 35, pp. 62-69, 1985

- /1.23/ B. Bourges, J. Adnot
Connaissances Analytiques Sur Les Chauffe-Eau Solaires
Document 7, ARMINES, Septembre 1985
- /1.24/ A.E. McGarity, Ch.S. ReVell, J.L. Cohon
Analytical Simulation Models for Solar Heating System Design
Solar Energy Vol. 32, No. 1, pp. 85-97, 1984
- /1.25/ S.A. Klein, P.I. Cooper, T.L. Freeman, D.M. Beekman
A Method of Simulation of Solar Processes and its Application
Solar Energy, Vol. 17, 1975

2. Kapitel:

- /2.1/ D.P. Campbell
Process Dynamics
John Wiley & Sons, Inc., New York, 1958
- /2.2/ H. Soltau, R. Sizmann
Partial Transfer Functions to the Dynamic Behaviour
of Uncovered Collectors
Solar Energy, to be published
- /2.3/ H.C. Hottel, A. Whillier
Evaluation of Flat-Plate Collector Performance
Transactions of the Conf. on the Use of Solar Energy
Part 1, 74, University of Arizona Press, 1974
- /2.4/ R.W. Bliss
The Derivations of Several 'Plate Efficiency Factors' Useful
in the Design of Flat-Plate Solar-Heat Collectors
Solar Energy, Vol. 3, pp. 55, 1959
- /2.5/ J.A. Duffie, W.A. Beckman
Solar Energy Thermal Processes
John Wiley & Sons, Inc., 1974
- /2.6/ J. Fricke, W.L. Borst
Energie - Ein Lehrbuch der physikalischen Grundlagen
R. Oldenbourg Verlag, München Wien, 1984
- /2.7/ R. Hallermayer
Freie Konvektion in solaren Flachkollektoren
Diplomarbeit, Universität München, 1979
- /2.8/ K.G.T. Hollands, T.E. Unny, G.D. Raithby, L. Konicek
Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers
Journal of Heat Transfer, Vol. 98, Nr. 2, pp. 189-193, 1976
- /2.9/ Bundesministerium für Forschung und Technologie
Abschlussbericht T 84-042
FIZ Karlsruhe, 1984

- /2.10/ E. Lumsdaine
Comparison of Solar Heat Exchanger
Solar Energy, Vol. 17, 1975
- /2.11/ VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang
VDI-Verlag, 1984
- /2.12/ A. Staudt
Ein Modell zur Berechnung des Temperaturverhaltens von
Warmwasser-Wärmespeichern
Dissertation, Technische Universität München, 1981
- /2.13/ Recknagel-Sprenger
Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik
R. Oldenbourg, München Wien, 1977
- /2.14/ W. Spirkel
Stochastisches Wettermodell aus gemessenen Meteorologie-
daten zur Ertragsvorhersage für Solaranlagen
Diplomarbeit, Universität München, 1985
- /2.15/ W. Schölkopf, R. Sizmann
Analysis of a Solar Domestic Hot Water System in
a Multi Family House
Solar World Congress, Perth, 1983
- /2.16/ P. Nasalin
Dynamik linearer und nichtlinearer Systeme
R. Oldenbourg Verlag, München-Wien, 1968
- /2.17/ Review of Methods for Testing Domestic
Solar Water Heating Systems
Final Draft of the CSTG, Lisbon, 16 - 20 June 1986
- /2.18/ Monitoring Solar Heating Systems
Editors: R. Ferraro, R. Godoy, D. Turrent
Pergamon Press, 1983
- /2.19/ D. Proctor
A Generalized Method for Testing all Classes of Solar Collector
Part I, II and III
Solar Energy, Vol. 32, pp. 377-417, 1984
- 3. Kapitel:
- /3.1/ B. Bourges, J. Adnot
Connaissances Analytiques Sur Les Chauffe-Eau Solaires
Document 7, ARMINES, Septembre 1985
- /3.2/ J.M Gordon, Y. Zarmi
An Analytical Model for the Long-Term Performance of Solar
Thermal Systems with Well-Mixed Storage
Solar Energy, Vol. 35, pp. 55-61, 1985

- /3.3/ A.E. McGarity, Ch.S. ReVell, J.L. Cohon
Analytical Simulation Models for Solar Heating System Design
Solar Energy Vol. 32, No. 1, pp. 85-97, 1984
- /3.4/ M. Zogg, M. Rieder
A Non-Dimensional Parametric Group Method for the Design of
Solar Domestic Hot Water Systems
Ingenieurschule Burgdorf, 1986
CH-3400 Burgdorf, Pestalozzistr. 20
- /3.5/ W. F. Phillips
Integrated Performance of Liquid-Based Solar Heating Systems
Solar Energy Vol. 26 pp. 287-295, 1981
- /3.6/ J.P. Kenna
A Parametric Study of Closed Loop Solar Heating Systems-II
Solar Energy, Vol 32, No. 6, pp. 707-723, 1984
- /3.7/ F. de Winter
Heat Exchanger Penalties in Double-Loop
Solar Water Heating Systems
Solar Energy, Vol. 17, 1975
- /3.8/ K. Wellinger
Heat Losses of Six Hotwater Cylinders
IEA Task III, Experts Meeting, Stockholm, June 86
- /3.9/ W.F. Phillips
Effects of Stratification on the Performance of
Solar Air Heating Systems
Solar Energy, Vol. 26, pp. 175-180, 1981
- /3.10/ W.F. Phillips, R.N. Dave
Effects of Stratification on the Performance of
Liquid-Based Solar Heating Systems
Solar Energy, Vol. 29, No. 2, pp. 111-120, 1982
- /3.11/ R. Sizmann
Speicherung Solarer Energie über Thermische Konversion
Universität München, 1979

4. Kapitel:

- /4.1/ Zeitschrift TEST
Energiesonderheft 1984:
Energiesparen, Solaranlagen, Wärmepumpen
Herausgeber: Stiftung Warentest, Berlin
- /4.2/ P. Loose
Entwicklung und Etablierung von Untersuchungsmethoden zur Fest-
stellung der Gebrauchstauglichkeit von Solarkollektoren und So-
laranlagen für haustechnische Anwendungen
Teil 3: Vergleichender Warentest von Solaranlagen und Solarkol-
lektoren
Abschlußbericht 03E-4468-A, März 1984

- /4.3/ DIN 4757: Sonnenheizungsanlagen, Teil 1 bis 4
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1982
- /4.4/ Fa. Viessmann
Informationsmaterial über Solarkollektoren und Komponenten
3559 Allendorf/Eder, Postfach 10
- /4.5/ P. W. Wensierski
Analytische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von
Solaranlagen zur Warmwasserbereitung
Berichte der KFA-Jülich, April 1984
- /4.6/ N. Benz, Ch. Jung
Aufbau und Vermessung einer solaren Brauchwasseranlage
Fortgeschrittenenpraktikum II, Universität München, Mai 1985
- /4.7/ TÜV-Bayern
Aufzeichnungen aus dem Solaranlagentest 1982/83
nicht veröffentlicht
- /4.8/ Zeitschrift TEST, Januar 1984
Herausgeber: Stiftung Warentest, Berlin
- /4.9/ Fa. Stiebel Eltron
Informationsmaterial über Solarkollektoren und Komponenten
Dr.-Stiebel-Straße, 3450 Holzminden 1
- /4.10/ F. Kössinger
Untersuchung einer solaren Brauchwasseranlage mit Schwer-
kraftumwälzung
Diplomarbeit, Universität München, Mai 1986
- /4.11/ H.J. Stein, M. Köhnen
Daten über Speicherkollektor
unveröffentlicht
- /4.12/ Zeitschrift TEST, voraussichtlich März 1987
Herausgeber: Stiftung Warentest, Berlin
- /4.13/ Fa. Solar Diamant System GmbH
Informationsmaterial über Solarkollektoren und Komponenten
4441 Wettringen, Kirchstraße 15a
- /4.14/ H. Böck, R. Hallermayer, W. Schölkopf, A. Wiesmeth
Verbesserung von Flachkollektoren zur thermischen
Nutzung solarer Energie
Forschungsbericht T 80-194, FIZ Karlsruhe-Eggenfelden, 1980
- /4.15/ TÜV-Bayern
Prüfprogramm: Sonnenheizungsanlagen zur Wassererwärmung
unveröffentlicht, 1984

5. Kapitel:

- /5.1/ K. Vanoli, K.R. Schreitmüller
Abschlußbericht Solarhaus Freiburg
BMFT-FB-T 84-249, FIZ Karlsruhe, 1984
- /5.2/ K. Vanoli
Theoretische und experimentelle Systemanalysen
am Solarhaus Freiburg
Ein Beitrag zur Nutzung der Sonnenenergie
mit evakuierten Röhren-Kollektoren
Dissertation, Universität Stuttgart 1985
- /5.3/ TÜV-Bayern
Prüfprogramm: Sonnenheizungsanlagen zur Wassererwärmung
unveröffentlicht, 1984
- /5.4/ Solar Water Heaters - Method of Test for Thermal Performance
- Outdoor Test Method
Draft Australian Standard
Working Document of the ISO/TC 180, June 1985
- /5.5/ Solar Domestic Hot Water System Testing Programme
Performance Sheets - Format Sheets
CEC - Joint Research Center Ispra, 1986
- /5.6/ Wetterdaten von Weißenstephan/Bayern für das Jahr 1975
Deutscher Wetterdienst Hamburg und Offenbach

6. Kapitel:

- /6.1/ J. Keller, V. Kyburz
Wärmeerträge und Kenngrößen von Sonnenkollektoren
Bericht über die Prüfkampagne vom Sommer 1981
Eidgenössisches Institut für Reaktorforschung,
CH-5303 Würenlingen, Schweiz, April 1982
- /6.2/ J.A. Duffie, W.A. Beckman
Solar Energy Thermal Processes
John Wiley & Sons, Inc., 1974
- /6.3/ F. Kössinger
Untersuchung einer solaren Brauchwasseranlage mit Schwer-
kraftumwälzung
Diplomarbeit, Universität München, Mai 1986
- /6.4/ DIN 4757: Sonnenheizungsanlagen, Teil 1 bis 4
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1982
- /6.5/ H. Soltau
Persönliche Mitteilungen

- /6.6/ S. Klein
The Effects of Thermal Capacitance upon the Performance of Flat-Plate Solar Collectors
Masters of Science Thesis in Chemical Engineering
University of Wisconsin, 1973
 - /6.7/ S.A. Klein, J.A. Duffie, W.A. Beckman
Transient Considerations of Flat-Plate Solar Collectors
ASME Journal of Engineering for Power SER: A 96(2), 1974
 - /6.8/ K.R. Schreitmüller
The DFVLR Simplified Model for Active Solar Energy Systems
Contribution to Task VI of the IEA Solar Heating and Cooling Program, DFVLR Stuttgart
 - /6.9/ C.W.J. van Koppen, J.P. Simon Thomas, J.Th.T. van Wolde
Theorie und Praxis thermisch-geschichteter Wasserspeicher
VDI-Berichte 288, VDI-Verlag 1977
 - /6.10/ C.W.J. van Koppen, J.P. Simon Thomas, W.B. Veltkamp
The Actual Benefits of Thermally Stratified Storage in a Small and Medium Sized Solar System
SUN II Silver Jubilee Congress, Atlanta 1979
 - /6.11/ L.F. Jesch, J.E. Braun
Variable Volume Storage and Stratified Storage for Improved Water Heater Performance
Solar Energy, Vol. 33, No. 1, 1984
8. Kapitel:
- /8.1/ Baumann-Kapmeyer-Muser
Die neuen Anforderungen des Energie-Einsparungsgesetzes bei Planung, Bau und Unterhaltung von Gebäuden
WEKA-Verlag, 1978
 - /8.2/ H. Böck, R. Hallermayer
Der Energiebedarf des Heizkessels in solaren Brauchwasseranlagen
Tagungsbericht des 4. Int. Sonnenforums, Bd. 2 1982
9. Kapitel:
- /9.1/ G. Guitierrez
Simulation of Forced Circulation Water Heaters
Effects of Auxiliary Energy Supply, Loads Type and Storage Capacity
Solar Energy, Vol. 15, pp. 287-298, 1974
 - /9.2/ N. Fisch, R. Kübler
Einfluß des täglichen Warmwasserverbrauchs und des Verteilungsprofils auf Deckungsrate und Systemwirkungsgrad einer solaren Brauchwasseranlage
Universität Stuttgart, unveröffentlicht

- /9.3/ M. Tabarra, N.T. Bowman
The Effect of Load Profiles on Stratified Solar Storage Tanks
Proc. of the ISES Congress Intersol 85, Montreal, Canada, 1985
10. Kapitel:
- /10.1/ Wetterdaten von Weißenstephan/Bayern für das Jahr 1975
Deutscher Wetterdienst Hamburg und Offenbach
11. Kapitel:
- /11.1/ Courant, Hilbert
Mathematische Methoden der Physik
Springer-Verlag
12. Kapitel:
- /12.1/ K. Wellinger
Heat Losses of Six Hotwater Cylinders
IEA Task III, Experts Meeting, Stockholm, June 86
- /12.2/ M. Reuß, W. Schölkopf
Analysis and Comparison of Air and Water Heating Solar Systems
European Congress of Energy Economics and Management in Industry
Vol. 1, pp. 71-75, Pergamon Press, 1984
- /12.3/ Fa. Viessmann
Informationsmaterial über Solarkollektoren und Komponenten
3559 Allendorf/Eder, Postfach 10
- /12.4/ K. Amannsberger, W. Schölkopf (Herausgeber)
Bewertung der Wirtschaftlichkeit regenerativer Energien
Tagungsbericht, ISES/BSE-Fachtagung 1982, München
FIZ Energie-Physik-Mathematik GmbH, Karlsruhe-Eggenfelden
- /12.5/ R. Hallermayer
Bewertung der relativen Wirtschaftlichkeit von Solaranlagen
Beitrag zum Forschungsprojekt TÜV, unveröffentlicht
- /12.6/ H.J. Wagner
Der Energieaufwand zum Bau und Betrieb ausgewählter Energie-
versorgungstechnologien
KFA Jülich, JÜL-1561, Dez. 1979
- /12.7/ J. Fricke
Energetische Amortisation von Hausisolation und Sonnenkollektor
Physik in unserer Zeit, 1981, Nr. 3

13. Kapitel:

- /13.1/ R. Hallermayer, W. Schoelkopf
Description of Solar DHW Systems by Analytical Simulation Models
Universität München
Working Document of the CSTG, Lisbon, 17 - 20 June 1986
- /13.2/ D. L. Siebers, R. Viskanta
Comparison of Long-Term Flat-Plate Solar Collector Performance
Calculations Based on Averaged Meteorological Data
Solar Energy, Vol. 19, 1977, pp. 163-169

14. Kapitel:

- /14.1/ DIN 4757: Sonnenheizungsanlagen, Teil 1 bis 4
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1982
- /14.2/ ASHRAE 93-77, ASHRAE Standards Committee (1977)
Method of Testing Solar Collectors Based on Thermal Performance
ASHRAE STANDARD, New York, NY 10017, USA, 1978
- /14.3/ W. B. Gillet, J. E. Moon
Solar Collectors - Test Methods and Design Guidelines
D. Reidel Publ. Company, 1985
- /14.4/ P. Sollich
Kalorimetrische Methoden zur Bestimmung
des hemisphärischen Emissionsgrads
Diplomarbeit, Universität München, 1984
- /14.5/ J. Stoer, R. Bulirsch
Einführung in die Numerische Mathematik
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1978

17. ANHANG

17.1 Lösungen der Differentialgleichungen

Differentialgleichung Typ (1):

$$\dot{T} + b T = X(t) \quad (17.1)$$

Lösungen für drei verschiedene Funktionstypen:

(a) $X(t)$ ist konstant:

$$T(t) = c_0 e^{-bt} + X/b \quad (17.2)$$

(b) $X(t)$ ist eine ganze rationale Zeitfunktion:

$$X(t) = \sum_{i=0}^n \alpha_i t^i$$

$$T(t) = c_0 e^{-bt} + \frac{1}{b} \sum_{i=0}^n \alpha_i \left(\sum_{l=0}^n \left(\left(-\frac{1}{b} \right)^{n-i-l} t^l \frac{\prod_{j=i+1}^{n+1}}{n+1} \right) \right) \quad (17.3)$$

(c) $X(t)$ ist eine Sinusfunktionen mit der Zeit:

$$X(t) = X_0 \sin \omega t$$

$$T(t) = c_0 e^{-bt} + \frac{X_0}{b^2 + \omega^2} (b \sin \omega t - \omega \cos \omega t) \quad (17.4)$$

Dabei ist c_0 die Integrationskonstante.
Als Anfangsbedingung muß die Temperatur $T(0)$ zum Zeitpunkt $t=0$ vorgegeben sein.

Differentialgleichung Typ (2):

$$\ddot{T} + a \dot{T} + b T = X(t) \quad (17.5)$$

Lösungen für drei verschiedene Funktionstypen:

$$\text{wobei } \lambda_{1,2} = 1/2 (-a \pm \sqrt{a^2 - 4b})$$

(a) $X(t)$ ist konstant:

$$T(t) = c_1 e^{-\lambda_1 t} + c_2 e^{-\lambda_2 t} + X/b \quad (17.6)$$

(b) $X(t)$ ist eine ganze rationale Zeitfunktion:

$$\begin{aligned} X(t) &= \sum_{i=0}^n \alpha_i t^i \\ T(t) &= c_1 e^{-\lambda_1 t} \\ &+ \frac{1}{\lambda_1 - \lambda_2} \left(\left(-\frac{1}{\lambda_1} \right) \sum_{i=0}^n \alpha_i \left(\sum_{i=0}^n \left(\frac{1}{\lambda_1} \right)^{n-i} t^i \frac{\prod_{j=i+1}^{n+1}}{n+1} \right) \right) \\ &+ c_2 e^{-\lambda_2 t} \\ &+ \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} \left(\left(-\frac{1}{\lambda_2} \right) \sum_{i=0}^n \alpha_i \left(\sum_{i=0}^n \left(\frac{1}{\lambda_2} \right)^{n-i} t^i \frac{\prod_{j=i+1}^{n+1}}{n+1} \right) \right) \end{aligned} \quad (17.7)$$

(c) $X(t)$ ist eine Sinusfunktionen mit der Zeit:

$$\begin{aligned} X(t) &= X_0 \sin \omega t \\ T(t) &= c_{10} e^{-\lambda_1 t} + \frac{1}{\lambda_1 - \lambda_2} \frac{X_0}{\lambda_1^2 + \omega^2} (\lambda_1 \sin \omega t - \omega \cos \omega t) \\ &+ c_{20} e^{-\lambda_2 t} + \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} \frac{X_0}{\lambda_2^2 + \omega^2} (\lambda_2 \sin \omega t - \omega \cos \omega t) \end{aligned} \quad (17.8)$$

Dabei sind c_1, c_2 die Integrationskonstanten.

Als Anfangsbedingungen müssen die zeitliche Ableitung der Temperatur $\dot{T}(0)$ und die Temperatur $T(0)$ zum Zeitpunkt $t=0$ vorgegeben sein.

17.2 Koeffizienten der Differentialgleichungen

(1) System ohne Speicher und Wärmetauscher - einmaliger Durchgang des Wärmeträgers durch den Kollektor

Energiebilanz:

$$Q_C = \eta_o G - U_C (T_C - T_a) - m_C c_C T_C$$

$$Q_C = \dot{m}_f c_f (T_{ce} - T_{ci})$$

Mit $T_C = (T_{ce} + T_{ci})/2$ und $T_{ci} = T_{kw}$ folgt:

$$Q_C = 2 \dot{m}_f c_f (T_C - T_{kw})$$

Gleichungen für die mittlere Fluidtemperatur:

Ohne Kollektorstörwärmekapazität:

$$T_C = \frac{\eta_o G + U_C T_a + 2 \dot{m}_f c_f T_{kw}}{2 \dot{m}_f c_f + U_C} \quad (17.9)$$

Mit Kollektorstörwärmekapazität:

$$T_C + \frac{2 \dot{m}_f c_f + U_C}{m_C c_C} T_C = \frac{\eta_o}{m_C c_C} G + \frac{U_C}{m_C c_C} T_a + \frac{2 \dot{m}_f c_f}{m_C c_C} T_{kw} \quad (17.10)$$

- (2) System ohne Speicher und mit Wärmetauscher - einmaliger Durchgang des Wärmeträgers durch den Wärmetauscher (mit Leckstrom)

Energiebilanz:

$$Q_C = \eta_o G - U_L (T_C - T_a) - m_C c_C \dot{T}_C$$

$$Q_C = \dot{m}_f c_f \varepsilon / (1 - \varepsilon) (T_C - T_S) \quad \text{hier ist } \dot{m}_f c_f = \dot{m}_{LcW}$$

$$Q_C = \dot{m}_{LcW} (T_S - T_{kw}) + U_S (T_S - T_{as})$$

Neben dem nutzbaren Wärmestrom $\dot{m}_{LcW} (T_S - T_{kw})$ ist ein Leckstrom $U_S (T_S - T_{as})$ vorhanden.

Daraus folgt:

$$Q_C = \frac{1}{1 + \frac{U_L (1 - \varepsilon)}{\dot{m}_f c_f \varepsilon}} (\eta_o G - U_L (T_S - T_a)) \quad (17.11)$$

mit

$$F_W = \frac{1}{1 + \frac{U_L (1 - \varepsilon)}{\dot{m}_f c_f \varepsilon}} = \frac{\alpha}{\alpha + U_L} \quad \text{Wärmetauscher } F'\text{-Faktor}$$

mit $\alpha = \dot{m}_f c_f \varepsilon / (1 - \varepsilon)$

Gleichungen für die mittlere Fluidtemperatur:

Ohne Kollektorwärmekapazität:

$$T_S = \frac{F_W \eta_o G + F_W U_L T_a + \dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_S T_{as}}{\dot{m}_{LcW} + F_W U_L + U_S} \quad (17.12)$$

Mit Kollektorwärmekapazität:

$$T_C + \frac{(U_L + \alpha) (\dot{m}_{LcW} + U_S) + \alpha U_L}{m_C c_C (\dot{m}_{LcW} + U_S + \alpha)} T_C =$$

$$= \frac{\eta_o}{m_C c_C} G + \frac{U_L}{m_C c_C} T_a + \frac{(\dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_S T_{as})}{m_C c_C (\dot{m}_{LcW} + U_S + \alpha)}$$

$$T_S = \frac{\alpha T_C + \dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_S T_{as}}{(\dot{m}_{LcW} + U_S + \alpha)} \quad (17.13)$$

- (3) System mit durchmischtem Speicher und Wärmetauscher ohne Kollektorstörwärmekapazität (Modus (I) bis (IV))

Modus (I): Umwälzpumpe aus ($\dot{m}_f = 0$), Speichertemperatur $T_s < T_{ww}$
(Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die Speichertemperatur:

$$\dot{T}_s + \frac{\dot{m}_{LCW} + U_s}{m_{SCW}} T_s = \frac{\dot{m}_{LCW}}{m_{SCW}} T_{kw} + \frac{U_s}{m_{SCW}} T_{as} \quad (17.14)$$

Modus (II): Umwälzpumpe aus ($\dot{m}_f = 0$), Speichertemperatur $T_s > T_{ww}$
(Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die Speichertemperatur:

$$\dot{T}_s + \frac{U_s}{m_{SCW}} T_s = \frac{U_s}{m_{SCW}} T_{as} - \frac{\dot{Q}_{SL}}{m_{SCW}} \quad (17.15)$$

Gleichung für die Kollektortemperatur für Modus (I) bis (II):

$$T_c = \frac{\eta_o}{U_L} G + T_a \quad (17.16)$$

Modus (III): Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), Speichertemperatur $T_s < T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die Speichertemperatur:

$$\dot{T}_s + \frac{\dot{m}_{LCW} + U_s + F_w U_L}{m_{SCW}} T_s = \frac{F_w \eta_o}{m_{SCW}} G + \frac{F_w U_L}{m_{SCW}} T_a + \frac{U_s}{m_{SCW}} T_{as} + \frac{\dot{m}_{LCW}}{m_{SCW}} T_{kw} \quad (17.17)$$

Modus (IV): Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), Speichertemperatur $T_s > T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die Speichertemperatur:

$$\dot{T}_s + \frac{U_s + F_w U_L}{m_{SCW}} T_s = \frac{F_w \eta_o}{m_{SCW}} G + \frac{F_w U_L}{m_{SCW}} T_a + \frac{U_s}{m_{SCW}} T_{as} - \frac{\dot{Q}_{SL}}{m_{SCW}} \quad (17.18)$$

Gleichung für die mittlere Kollektortemperatur (Modus (III) bis (IV)):

$$T_c = (\eta_o G + U_L T_a + \alpha T_s) / (\alpha + U_L) \quad (17.19)$$

(4) System mit durchmischtem Speicher und Wärmetauscher mit Kollektorwärmekapazität (Modus (I) bis (IV))

Modus (I): Umwälzpumpe Aus ($\dot{m}_f = 0$), Speichertemperatur $T_S < T_{ww}$
(Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die Speichertemperatur: Formel (17.14)

Modus (II): Umwälzpumpe Aus ($\dot{m}_f = 0$), Speichertemperatur $T_S > T_{ww}$
(Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die Speichertemperatur: Formel (17.15)

Gleichung für die Kollektortemperatur in Modus (I) und (II):
Formel (17.16)

Modus (III): Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), Speichertemperatur $T_S < T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die Speichertemperatur:

$$\begin{aligned} \ddot{T}_S + \frac{(\dot{m}_L c_W + U_S + \alpha) m_C c_C + (\alpha + U_L) m_S c_W}{m_S c_W m_C c_C} \dot{T}_S + \frac{(\alpha + U_L)(U_S + \dot{m}_L c_W + F_W U_L)}{m_S c_W m_C c_C} T_S = \\ = \frac{\eta_o \alpha}{m_S c_W m_C c_C} G + \frac{U_L \alpha}{m_S c_W m_C c_C} T_a + \frac{(\alpha + U_L) U_S}{m_S c_W m_C c_C} T_{as} + \frac{(\alpha + U_L) \dot{m}_L c_W}{m_S c_W m_C c_C} T_{kw} \end{aligned} \quad (17.20)$$

Gleichung für die Kollektortemperatur:

$$T_C = (m_S c_W / \alpha) \dot{T}_S + ((\dot{m}_L c_W + U_S + \alpha) / \alpha) T_S - (\dot{m}_L c_W T_{kw} + U_S T_{as}) / \alpha \quad (17.21)$$

Modus (IV): Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), Speichertemperatur $T_S > T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die Speichertemperatur:

$$\begin{aligned} \ddot{T}_S + \frac{(U_S + \alpha) m_C c_C + (\alpha + U_L) m_S c_W}{m_S c_W m_C c_C} \dot{T}_S + \frac{(\alpha + U_L)(U_S + F_W U_L)}{m_S c_W m_C c_C} T_S = \\ = \frac{\eta_o \alpha}{m_S c_W m_C c_C} G + \frac{U_L \alpha}{m_S c_W m_C c_C} T_a + \frac{(\alpha + U_L) U_S}{m_S c_W m_C c_C} T_{as} - \frac{(\alpha + U_L) \dot{Q}_{SL}}{m_S c_W m_C c_C} \end{aligned} \quad (17.22)$$

Gleichung für die Kollektortemperatur:

$$T_C = m_S c_W / \alpha \cdot \dot{T}_S + (U_S / \alpha + 1) \cdot T_S - (U_S T_{as} - \dot{Q}_{SL}) / \alpha \quad (17.23)$$

- (5) System mit linear geschichtetem Speicher und Wärmetauscher ohne Kollektorwärmekapazität (Modus (I) bis (IV))

Energiebilanz:

$$Q_C = \dot{Q}_L + U_S(T_S - T_a) + m_S T_S$$

$$Q_C = \eta_o G - U_C (T_C - T_a)$$

$$Q_C = \dot{m}_f c_f \varepsilon / (1 - \varepsilon) (T_C - T_S)$$

$$Q_C = \dot{m}_f c_f (T_{1S} - T_{2S})$$

mit $T_C = (T_{1C} + T_{2C})/2$ und $T_S = (T_{1S} + T_{2S})/2$

und $\dot{Q}_L = \dot{m}_{LCW} (T_{SO} - T_{KW})$ (Wärmelast)

Modus (I):

Umwälzpumpe Aus ($\dot{m}_f = 0$), obere Speichertemperatur $T_{SO} < T_{WW}$ (Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur:

$$\begin{aligned} \ddot{T}_S + \frac{4\dot{m}_{LCW} + 2U_S}{m_S c_W} \dot{T}_S + \frac{4\dot{m}_{LCW}U_S + 4\dot{m}_{LCW}^2 + U_S^2}{(m_S c_W)^2} T_S &= \\ &= \frac{3\dot{m}_{LCW}U_S + U_S^2}{(m_S c_W)^2} T_{as} + \frac{4(\dot{m}_{LCW})^2 + \dot{m}_{LCW}U_S}{(m_S c_W)^2} T_{kw} \end{aligned} \quad (17.24)$$

Modus (II):

Umwälzpumpe Aus ($\dot{m}_f = 0$), Speichertemperatur $T_S > T_{WW}$ (Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur: Formel (17.15)

Gleichung für die mittlere Kollektortemperatur (Modus (I) bis (II)):
Formel (17.16)

Gleichung für die obere Speichertemperatur (Modus (I) und (II)):

$$\dot{T}_{SO} + (4\dot{m}_{LCW}/m_S c_W + U_S/m_S c_W) T_{SO} = (4\dot{m}_{LCW}/m_S c_W) T_S + (U_S/m_S) T_{as} \quad (17.25)$$

Modus (III):

Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), obere Speichertemperatur $T_{so} \geq T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur:

$$\begin{aligned} \dot{T}_s + \frac{U_s + \dot{m}_L c_{wa''} + \dot{m}_L c_{wa'} F_W + \alpha + F_W U_L}{m_s c_W} T_s = \\ = \frac{\eta_o (\alpha - \dot{m}_L c_{wa'})}{m_s c_W (\alpha + U_L)} G + \frac{\dot{m}_L c_W}{m_s c_W} T_{kw} + \frac{U_s}{m_s c_W} T_{as} + \frac{U_L (\alpha - \dot{m}_L c_{wa'})}{m_s c_W (\alpha + U_L)} T_a \end{aligned} \quad (17.26)$$

mit $a' = (1 - \varepsilon/2)/(1 - \varepsilon) - 1$ und $a'' = 1 - a'$

Modus (IV):

Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), obere Speichertemperatur $T_{so} \geq T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur: Formel (17.18)

Gleichung für die obere Speichertemperatur (Modus (III) und (IV)):

$$T_{so} = T_s - ((1 - \varepsilon/2)/(1 - \varepsilon) - 2) (T_c - T_s) \quad (17.27)$$

Gleichung für die mittlere Kollektortemperatur (Modus (III) bis (IV)):
Formel (17.19)

- (6) System mit linear geschichtetem Speicher und Wärmetauscher mit Kollektorstromkapazität (Modus (I) bis (IV))

Modus (I):

Umwälzpumpe Aus ($\dot{m}_f = 0$), obere Speichertemperatur $T_{so} < T_{ww}$
(Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur: Formel (17.24)

Modus (II):

Umwälzpumpe Aus ($\dot{m}_f = 0$), obere Speichertemperatur $T_{so} > T_{ww}$
(Speicher vom Kollektorkreis abgekoppelt)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur: Formel (17.15)

Gleichung für die mittlere Kollektortemperatur in Modus (I) und (II):
Formel (17.15)

Gleichung für die obere Speichertemperatur (Modus (I) und (II)):
Formel (17.25)

Modus (III):

Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), obere Speichertemperatur $T_{so} < T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur:

$$\begin{aligned} \ddots \quad \frac{m_C c_C (U_S + \dot{m}_{Lcwa}'' + \alpha) + (\alpha + U_L) m_S c_W}{m_S c_W m_C c_C} T_S + \frac{(\alpha + U_L) (\dot{m}_{Lcwa}'' + U_S + F_W U_L + F_W \dot{m}_{La}')}{m_S c_W m_C c_C} T_S = \\ = \frac{(\gamma_{0a}' G + a' U_L T_a) (\alpha - \dot{m}_{LcW})}{m_S c_W m_C c_C} + \frac{(\dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_S T_{as}) (\alpha + U_L)}{m_S c_W m_C c_C} \end{aligned} \quad (17.28)$$

Gleichung für die mittlere Kollektortemperatur:

$$(\alpha - \dot{m}_{Lcwa}') T_C = m_S c_W \dot{T}_S + (\alpha + \dot{m}_{Lcwa}'' + U_S) T_S - \dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_S T_{as} \quad (17.29)$$

Modus (IV):

Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), obere Speichertemperatur $T_{so} > T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die mittlere Speichertemperatur: Formel (17.22)

Gleichung für die mittlere Kollektortemperatur: Formel (17.23)

Gleichung für die obere Speichertemperatur (Modus (III) und (IV)):
Formel (17.25)

17.3 Berechnung der Wärmemengen

(1) Berechnung der Wärmemengen im allgemeinen Fall

Es wird über die Laufzeit der Kollektorkreispumpe von der Einschaltzeit t_a bis zur Ausschaltzeit t_e integriert.

Solarer Energieertrag:

$$Q_{sol} = Q_{nutz} + Q_{ver} + \Delta Q_s$$

$$Q_{sol} = \int_{t_a}^{t_e} \dot{Q}_L dt + \int_{t_a}^{t_e} U_S (T_S(t) - T_{as}) dt + m_S c_W (T_S(t_e) - T_S(t_a)) \quad (17.30)$$

mit $\dot{Q}_L = \dot{m}_L c_W (T_S(t) - T_{KW})$

falls $T_S < T_{WW}$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{SL}$$

falls $T_S \geq T_{WW}$

$$Q_{WW} = \dot{Q}_{SL} 24h$$

geforderte Wärmelast

Nutzenergie und Speicherverluste:

$$Q_{nutz} = \int_{t_a}^{t_e} \dot{Q}_L dt \quad Q_{ver} = \int_{t_a}^{t_e} U_S (T_S(t) - T_{as}) dt$$

Zusatzenergie bei direkter Nachheizung:

$$Q_{aux} = Q_{WW} - Q_{nutz} \quad \text{falls } Q_{aux} > 0, \text{ sonst } Q_{aux} = 0 \quad (17.31)$$

Zusatzenergie bei beheiztem Bereitschaftsteil:

$$Q_{aux} = Q_{WW} + U_b (T_{WW} - T_{as}) 24h - (Q_{nutz} + \int_{t_a}^{t_e} U_b (T_S(t) - T_{as}) dt) \quad (17.32)$$

+ Integral wird gebildet falls $T_S(t) > T_{WW}$

Zusatzenergie beim externen Nachheizspeicher:

Nach Kapitel 3 bedeutet dies eine faktische Erhöhung der Warmwassersolltemperatur T_{WW} auf $T'_{WW} = T_{SW}$ für den Solarspeicher:

$$Q_{aux} = Q_{WW} + U_b (T_{WW} - T_{as}) 24h - Q'_{nutz} \quad (17.33)$$

falls $Q_{aux} > 0$, sonst $Q_{aux} = 0$ Q'_{nutz} bezogen auf T_{SW}

(a) Wärmemengen für sinusförmige Einstrahlung $G(t)$ und konstante Temperaturen T_a , T_{kw} und T_{as} (Modell mit durchmischtem Speicher ohne Kollektorwärmekapazität):

$$T_s(t) = c/(b^2 + \omega^2) G_0 ((b \sin \omega t - \omega \cos \omega t) - (b \sin \omega t_a - \omega \cos \omega t_a) \exp(-b(t-t_a)) + (T_{sanf} - d/b) \exp(-b(t-t_a)) + d/b)$$

Bereich konstanter Zapfmenge und Zapfrate:

$$Q_{sol} = (\dot{m}_{LCW} + U_s) c/(b^2 + \omega^2) G_0 ((-1/\omega)(Be - Ba) - (1/b)Aa(Ee-1) + (1/bs)(Ae - Aa Ee)) + (\dot{m}_{LCW} + U_s) (T_{sanf} - d/b) (1/bs - 1/b) (Ee-1) + \Delta \dot{Q}_{sol} (t_e - t_a) \quad (17.34)$$

$$Q_{nutz} = \dot{m}_{LCW} c/(b^2 + \omega^2) G_0 ((-1/\omega)(Be - Ba) + (1/b)Aa(Ee-1) + (1/bs)(Ae - Aa Ee)(1-Ebe)) + \dot{m}_{LCW} T_{sanf} ((-1/b)(Ee-1) - (1/bs)(1-Eba) + (1/bs)Ee(1-Ebe)) + \dot{m}_{LCW} (d/b) ((1/b)(Ee-1) - (1/bs)(Ee-1)(Ebe-1)) + \dot{m}_{LCW} ((T_R - T_{kw})(24h - (t_e - t_a)) + (d/b - T_{kw})(t_e - t_a) - (1/bs)T_R(Eba - Ebe)) \quad (17.35)$$

$$Q_{ver} = U_s c/(b^2 + \omega^2) G_0 ((-1/\omega)(Be - Ba) + (1/b)Aa(Ee-1) + (1/bs)(Ae - Aa Ee)(1-Ebe)) + U_s T_{sanf} ((-1/b)(Ee-1) - (1/bs)(1-Eba) + (1/bs)Ee(1-Ebe)) + U_s (d/b) ((1/b)(Ee-1) - (1/bs)(Ee-1)(Ebe-1)) + U_s ((T_R - T_{kw})(24h - (t_e - t_a)) + (d/b - T_{kw})(t_e - t_a) - (1/bs)T_R(Eba - Ebe)) \quad (17.36)$$

Die Zusatzenergie errechnet sich gemäß (17.31) bis (17.33).

Dabei ist

$$\Delta \dot{Q}_{sol} = \frac{\dot{m}_{LCW}(T_a - T_{kw}) + U_s(T_a - T_{as})}{1 + (\dot{m}_{LCW} + U_s)/(F_W U_L)} \quad (17.37)$$

Bereich konstanter Wärmelast:

$$Q_{sol} = Q_{nutz} + Q_{ver}$$

$$\text{mit } Q_{nutz} = Q_{ww} = \dot{m}_{LCW} (T_{ww} - T_{kw}) 24 h$$

Die Speicherverluste Q_{ver} errechnen sich wie (17.36), lediglich die Koeffizienten ändern sich. Die Zusatzenergie Q_{aux} ist Null.

Verwendete Abkürzungen:

Sonnenaufgang ist zum Zeitpunkt $t=0$, d.h. t_e und t_a sind relative Zeiten bezogen auf den Zeitpunkt des Sonnenaufgangs t_{sa} . Die Speicheranfangstemperatur T_{sanf} bezieht sich auf den (variablen) Zeitpunkt t_a .

Konstante Zapfmenge:

$$b = \frac{\dot{m}_L c_W + U_S + F_W U_L}{m_S c_W}$$

$$c = \frac{F_W \eta_o}{m_S c_W}$$

$$d = \frac{\dot{m}_L c_W T_{kw} + U_S T_{as} + F_W U_L T_a}{m_S c_W}$$

$$b_s = \frac{\dot{m}_L c_W + U_S}{m_S c_W}$$

$$T_R = \frac{\dot{m}_L T_{kw} + U_S T_{as}}{\dot{m}_L + U_S}$$

$$d/b = \frac{\dot{m}_L c_W T_{kw} + U_S T_{as} + F_W U_L T_a}{\dot{m}_L c_W + U_S + F_W U_L}$$

Konstante Wärmelast:

$$b = \frac{U_S + F_W U_L}{m_S c_W}$$

$$c = \frac{F_W \eta_o}{m_S c_W}$$

$$d = \frac{U_S T_{as} + F_W U_L T_a - \dot{Q}_{SL}}{m_S c_W}$$

$$b_s = \frac{U_S}{m_S c_W}$$

$$T_R = \frac{U_S T_{as} - \dot{Q}_{SL}}{U_S}$$

$$d/b = \frac{U_S T_{as} + F_W U_L T_a - \dot{Q}_{SL}}{U_S + F_W U_L}$$

$$E_e = \text{EXP}(-b(t_e - t_a))$$

$$E_{ba} = \text{EXP}(bs(t_a + t_{sa}))$$

$$E_{bs} = \text{EXP}(bs(24h - (t_e + t_a)))$$

$$E_{be} = \text{EXP}(-bs(24h - (t_e + t_{sa})))$$

$$A_a = b \sin \omega t_a - \omega \cos \omega t_a$$

$$A_e = b \sin \omega t_e - \omega \cos \omega t_e$$

$$B_a = -b \cos \omega t_a - \omega \sin \omega t_a$$

$$B_e = -b \cos \omega t_e - \omega \sin \omega t_e$$

(b) Wärmemengen für sinusförmige Einstrahlung $G(t)$ und konstante Temperaturen T_a , T_{kw} und T_{as} (Modell mit durchmischtem Speicher und Kollektorwärmekapazität):

$$T_s(t) = c_1 G_0 ((-11 \sin \omega t - \omega \cos \omega t) + c_{10} G_0 \text{EXP}(11(t-t_a)) + c_2 G_0 ((-12 \sin \omega t - \omega \cos \omega t) + c_{20} G_0 \text{EXP}(12(t-t_a)) + d/b$$

Bereich konstanter Zapfmenge und Zapfrate:

$$\begin{aligned} Q_{sol} = & (\dot{m}_{LCW} + U_s) G_0 \quad (17.38) \\ & (-c_1(B1e-B1a)/\omega - c_2(B2e-B2a)/\omega + c_1 A1e/bs + c_2 A2e/bs \\ & - (E1e-1)/(11-12) (c_1(B1a-12A1a) + c_2(B2a-12A2a))/11 \\ & + (E2e-1)/(11-12) (c_1(B1a-11A1a) + c_2(B2a-11A2a))/12 \\ & - E1e/(11-12) (c_1(B1a-12A1a) + c_2(B2a-12A2a))/bs \\ & + E2e/(11-12) (c_1(B1a-11A1a) + c_2(B2a-11A2a))/bs)) \\ & + (\dot{m}_{LCW} + U_s) T_{sanf} (\alpha/(m_{scw} (11-12)) \\ & ((E1e-1)(1-H2)/11 + (E2e-1)(H1-1)/12 \\ & + (E1e(1-H2) + E2e(H1-1) - 1)/bs)) \\ & + (\dot{m}_{LCW} + U_s) (1/(11-12) \\ & ((E1e-1)/11 + E1e/bs) (12 d/b + \alpha E/(m_{scw})) \\ & - ((E2e-1)/12 + E2e/bs) (11 d/b + \alpha E/(m_{scw})) + d/b/bs) \\ & + \Delta Q_{sol} (t_e - t_a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{nutz} = & \dot{m}_{LCW} G_0 \quad (17.39) \\ & (-c_1(B1e-B1a)/\omega - c_2(B2e-B2a)/\omega + c_1 A1e/bs + c_2 A2e/bs \\ & - (E1e-1)/(11-12) (c_1(B1a-12A1a) + c_2(B2a-12A2a))/11 \\ & + (E2e-1)/(11-12) (c_1(B1a-11A1a) + c_2(B2a-11A2a))/12 \\ & - (E1e/(11-12) (c_1(B1a-12A1a) + c_2(B2a-12A2a))/bs) \\ & - E2e/(11-12) (c_1(B1a-11A1a) + c_2(B2a-11A2a))/bs) (1-Ebe)) \\ & + \dot{m}_{LCW} T_{sanf} (\alpha/(m_{scw} (11-12)) \\ & ((E1e-1)(1-H2)/11 + (E2e-1)(H1-1)/12 \\ & + (E1e(1-H2) + E2e(H1-1)) (1-Ebe)/bs) + (Eba-1)/bs) \\ & + \dot{m}_{LCW} (1/(11-12) \\ & ((E1e-1)/11 (12 d/b + \alpha E/(m_{scw})) \\ & - (E2e-1)/12 (11 d/b + \alpha E/(m_{scw})) \\ & + (E1e/bs (12 d/b + \alpha E/(m_{scw})) \\ & - E2e/bs (11 d/b + \alpha E/(m_{scw}))) (1-Ebe) + d(1-Ebe)/b/bs) \\ & + (d/b-T_{kw})(t_e-t_a) + (T_R-T_{kw})(24h-(t_e-t_a)) - T_R/bs (Eba-1)) \end{aligned}$$

Die Speicherverluste Q_{ver} errechnen sich nach Formel (17.39), wobei $\dot{m}_{LCW}$ durch U_s und T_{kw} durch T_{as} ersetzt werden muß. Die Zusatzenergie Q_{aux} errechnet sich gemäß (17.31) bis (17.33).

Bereich konstanter Wärmelast:

$$Q_{sol} = Q_{nutz} + Q_{ver}$$

$$\text{mit } Q_{nutz} = Q_{ww} = \dot{m}_{LCW} (T_{ww} - T_{kw}) 24 h$$

Die Speicherverluste Q_{ver} errechnen sich nach (17.39) mit den entsprechenden gültigen Koeffizienten. Q_{aux} ist Null.

Verwendete Abkürzungen:

Konstante Zapfmenge:

$$a = \frac{(\dot{m}_L c_W + U_S + \alpha) m_C c_C + (\alpha + U_L) m_S c_W}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$b = \frac{(\alpha + U_L) (U_S + \dot{m}_L c_W + F_W U_L)}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$c = \frac{\alpha \eta_o}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$d = \frac{\alpha U_L T_a + (\alpha + U_L) (\dot{m}_L c_W T_{kw} + U_S T_{as})}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$bs = (\dot{m}_L c_W + U_S) / m_S c_W$$

$$T_R = \frac{\dot{m}_L T_{kw} + U_S T_{as}}{\dot{m}_L + U_S}$$

$$d/b = \frac{F_W U_L T_a + \dot{m}_L c_W T_{kw} + U_S T_{as}}{U_S + \dot{m}_L c_W + F_W U_L}$$

$$D = 1 + (\dot{m}_L + U_S) / \alpha$$

$$H1 = 1 + (m_S c_W l1 + \dot{m}_L c_W + U_S) / \alpha$$

$$H2 = 1 + (m_S c_W l2 + \dot{m}_L c_W + U_S) / \alpha$$

$$E = (\dot{m}_L T_{kw} + U_S T_{as}) / \alpha$$

$$l1,2 = 1/2 (-a \pm \sqrt{a^2 - 4b})$$

$$c1 = c / ((l1-12)(l1^2 + \omega^2))$$

$$c2 = -c / ((l1-12)(l2^2 + \omega^2))$$

$$c10 = ((T_{sanf}-G)-H2(T_{sanf}-F)) / (m_S(l1-12))$$

$$c20 = (H1(T_{sanf}-F)-(T_{sanf}-G)) / (m_S(l1-12))$$

$$F = (c1 A1a + c2 A2a) G_o + d/b$$

$$G = (m_S(c1 \omega B1a + c2 \omega B2a) + D(c1 A1a + c2 A2a)) G_o + D d/b - E$$

$$A1a = -l1 \sin \omega t_a - \omega \cos \omega t_a$$

$$A1e = -l1 \sin \omega t_e - \omega \cos \omega t_e$$

$$B1a = -l1 \cos \omega t_a + \sin \omega t_a$$

$$B1e = -l1 \cos \omega t_e + \sin \omega t_e$$

$$E1e = \text{EXP}(l1(te-ta))$$

$$Ebs = \text{EXP}(bs(24h-(te+ta)))$$

$$Eba = \text{EXP}(bs(ta+tsa))$$

Konstante Wärmelast:

$$a = \frac{(U_S + \alpha) m_C c_C + (\alpha + U_L) m_S c_W}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$b = \frac{(\alpha + U_L) (U_S + F_W U_L)}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$c = \frac{\alpha \eta_o}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$d = \frac{\alpha U_L T_a + (\alpha + U_L) (U_S T_{as} - \dot{Q}_{SL})}{m_S c_W m_C c_C}$$

$$bs = U_S / m_S c_W$$

$$T_R = \frac{U_S T_{as} - \dot{Q}_{SL}}{U_S}$$

$$d/b = \frac{F_W U_L T_a + U_S T_{as} - \dot{Q}_{SL}}{U_S + F_W U_L}$$

$$D = 1 + U_S / \alpha$$

$$H1 = 1 + (m_S c_W l1 + U_S) / \alpha$$

$$H2 = 1 + (m_S c_W l2 + U_S) / \alpha$$

$$E = (U_S T_{as} - \dot{Q}_{SL}) / \alpha$$

$$A2a = -l2 \sin \omega t_a - \omega \cos \omega t_a$$

$$A2e = -l2 \sin \omega t_e - \omega \cos \omega t_e$$

$$B2a = -l2 \cos \omega t_a + \sin \omega t_a$$

$$B2e = -l2 \cos \omega t_e + \sin \omega t_e$$

$$E2e = \text{EXP}(l2(te-ta))$$

$$Ebe = \text{EXP}(-bs(24h-(te+tsa)))$$

$$Z = m_S / \alpha (l1((E2e-1)/l2 + (Ebs-1)/bs) - l2((E1e-1)/l1 + (Ebs-1)/bs) + (\dot{m}_L + U_S) ((E2e-1)/l2 - (E1e-1)/l1) / (m_S(l1(Ebs-E2e) - l2(Ebs-E1e)) + (\dot{m}_L + U_S) (E1e-E2e))$$

und

$$\Delta \dot{Q}_{sol} = \frac{\dot{m}_L c_W (T_a - T_{kw}) + U_S (T_a - T_{as})}{1 + (\dot{m}_L c_W + U_S) / (F_W U_L)}$$

(2) Formeln für die Wärmemengen im eingeschwungenen Zustand

Solarer Energieertrag:

$$Q_{\text{sol}} = Q_{\text{nutz}} + Q_{\text{ver}}$$

$$Q_{\text{sol}} = \int_{t_a}^{t_e} \dot{Q}_L dt + \int_{t_a}^{t_e} U_S (T_S(t) - T_{\text{as}}) dt + m_{\text{scw}} (T_S(t_e) - T_S(t_a))$$

$$\text{mit } \dot{Q}_L = \dot{m}_{\text{LCW}} (T_S(t) - T_{\text{kw}}) \quad \text{falls } T_S < T_{\text{ww}}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{\text{SL}} \quad \text{falls } T_S > T_{\text{ww}}$$

Bedingung für den eingeschwungenen Zustand:

$$T_S(t) = T_S(t+24\text{h}) \quad \text{für alle Zeiten } t \quad (17.40)$$

insbesondere gilt:

1. $T_S(t) = T_{\text{ST}}(t)$ Lösung während Fluidumwälzung, $mf > 0$
2. $T_S(t) = T_{\text{SN}}(t)$ Lösung ohne Fluidumwälzung, $mf = 0$
3. $T_S(t_a) = T_c(t_a) - \Delta T_{\text{ein}}$ Einschaltkriterium
4. $T_S(t_e) = T_c(t_e) - \Delta T_{\text{aus}}$ Abschaltkriterium

Nutzenergieertrag ($T_S < T_{\text{ww}}$):

$$Q_{\text{nutz}} = \frac{\dot{m}_{\text{LCW}}}{\dot{m}_{\text{LCW}} + U_S} (Q_{\text{sol}} - U_S (T_{\text{kw}} - T_{\text{as}}) 24 \text{ h}) \quad (17.41)$$

Speicherverluste ($T_S < T_{\text{ww}}$):

$$Q_{\text{ver}} = \frac{U_S}{\dot{m}_{\text{LCW}} + U_S} (Q_{\text{sol}} + \dot{m}_{\text{LCW}} (T_{\text{kw}} - T_{\text{as}}) 24 \text{ h}) \quad (17.42)$$

Zusatzenergie:

$$Q_{\text{aux}} = Q_{\text{ww}} + Q'_{\text{ver}} - Q'_{\text{nutz}} \quad (17.43)$$

Dabei ist Q'_{ver} der thermische Verlust des Nachheizvolumens und Q'_{nutz} die genutzte Energie aus dem Solarspeicher. Dabei ist Q'_{nutz} nur dann ungleich Q_{nutz} (bezogen auf T_{ww}), wenn der Nachheizbehälter ein externer Speicher ist (siehe (17.33)). Die Steigung von Q_{aux} ist daher im allgemeinen gleich der Steigung von Q_{nutz} , die mit einem negativen Vorzeichen zu verstehen ist.

(a) Wärmemengen für konstante Einstrahlung G_0 und konstante Temperaturen T_a , T_{kw} und T_{as} (Modell mit durchmischtem Speicher ohne Kollektorwärmekapazität):

Bereich konstanter Zapfmenge:

$$Q_{sol} = (\dot{m}_{LCW} + U_S) \cdot \left(\frac{(c/b) G_0 (t_e - t_a) + \Delta \dot{Q}_{sol} (t_e - t_a)}{(1 + (1/b - 1/bs) (Ebs-1)(Ee-1)/(Ebs-Ee))} \right) \quad (17.44)$$

Diesen Ausdruck kann man folgendermaßen umschreiben:

$$Q_{sol} = Q_{col} (1 + F_{sp})$$

Dabei ist $Q_{col} = (\dot{m}_{LCW} + U_S) \left(\frac{(c/b) G_0 (t_e - t_a) + \Delta \dot{Q}_{sol} (t_e - t_a)}{(1 + (1/b - 1/bs) (Ebs-1)(Ee-1)/(Ebs-Ee))} \right)$ die solare Energie, die das System ohne Speicher bei sonst gleichen Verhältnissen gewinnen würde und $F_{sp} = (1/b - 1/bs) (Ebs-1)(Ee-1)/(Ebs-Ee)$ der Faktor, der den zusätzlichen Gewinn durch den Wasserspeicher berücksichtigt. Die einzelnen Terme kann man folgendermaßen interpretieren: $(1/bs - 1/b)$ ist eine reduzierte Speicherzeit, d.h. die Zeit, die der Speicher die Last $(\dot{m}_{LCW} + U_S)$ befriedigen kann, versehen mit einem Faktor, der den gesamten Wärmewiderstand zwischen Quelle und Senke berücksichtigt. $\Delta \dot{Q}_{sol}$ wird von den Betriebstemperaturen T_a , T_{kw} und T_{as} beeinflusst. Q_{nutz} , Q_{ver} und Q_{aux} berechnen sich analog mit den allgemeinen Formeln (17.41-43).

$$T_{sanf} = \left(\frac{(c/b)(1-Ee)/(Ebs-Ee) G_0}{+ ((d/b) (1-Ee) + (T_R/bs) (Ebs-1)) / (Ebs-Ee)} \right) \quad (17.45)$$

$$T_{send} = (T_{sanf} - T_R) Ebs + T_R \quad (17.46)$$

Verwendete Abkürzungen: siehe (1) (a)

(b) Wärmemengen für sinusförmige Einstrahlung $G(t)$ und konstante Temperaturen T_a , T_{kw} und T_{as} (Modell mit durchmischtem Speicher ohne Kollektorwärmekapazität):

Bereich konstanter Zapfmenge und Zapfrate:

$$Q_{sol} = (\dot{m}_{LCW} + U_S) t_1 \frac{(c/b) G_0}{(1 + (1/b - 1/bs) (Ebs-1)(Ee-1)/(Ebs-Ee) f/t_1)} + Q_{sol} (t_e - t_a) \frac{1}{(1 + (1/b - 1/bs) (Ebs-1)(Ee-1)/(Ebs-Ee) f/t_1)} \quad (17.47)$$

$$\text{mit } t_1 = (Ee - Ba)b / (\omega(b^2 + \omega^2)) \text{ und } f = (Aa + ((Ae - Aa)b / (Ee - 1) - (Ae - Aa)bs / (Ebs - 1)) / (bs - b)) \cdot b / (b^2 + \omega^2)$$

$Q_{col} = (\dot{m}_{LCW} + U_S) \left(\frac{(c/b) G_0 t_1 + \Delta \dot{Q}_{sol} (t_e - t_a)}{(1 + (1/b - 1/bs) (Ebs-1)(Ee-1)/(Ebs-Ee) f/t_1)} \right)$ ist die solare Energie, die das System ohne Speicher bei sonst gleichen Verhältnissen gewinnen würde. Die beiden anderen Terme berücksichtigen den zusätzlichen Gewinn durch den Wasserspeicher. Q_{nutz} , Q_{ver} und Q_{aux} berechnen sich analog mit den allgemeinen Formeln (17.41-43).

$$T_{sanf} = \left(\frac{(c/(b^2 + \omega^2)(Ae - Aa Ee)/(Ebs-Ee)) G_0}{+ ((d/b) (1-Ee) + (T_R/bs) (Ebs-1)) / (Ebs-Ee)} \right) \quad (17.48)$$

$$T_{send} = (T_{sanf} - T_R) Ebs + T_R$$

Verwendete Abkürzungen: siehe (1) (a)

(c) Wärmemengen für sinusförmige Einstrahlung $G(t)$ und konstante Temperaturen T_a , T_{kw} und T_{as} (Modell mit durchmischtem Speicher und Kollektorwärmekapazität):

Bereich konstanter Zapfmenge und Zapfrate:

$$\begin{aligned}
 Q_{sol} = & (\dot{m}_{LcW} + U_s) G_o (c_1(-(B_{1e}-B_{1a})/\omega + \alpha Z/N A_{1e}) \quad (17.49) \\
 & - 1/(11-12) ((E_{1e}-1)(\omega B_{1a}-12A_{1a})/11-(E_{2e}-1)(\omega B_{1a}-11A_{1a})/12 \\
 & + \alpha Z/N ((\omega B_{1a}-12A_{1a})E_{1e} - (\omega B_{1a}-11A_{1a})E_{2e}))) \\
 & + c_2(-(B_{2e}-B_{2a})/\omega + \alpha Z/N A_{2e} \\
 & - 1/(11-12) ((E_{1e}-1)(\omega B_{2a}-12A_{2a})/11-(E_{2e}-1)(\omega B_{2a}-11A_{2a})/12 \\
 & + \alpha Z/N ((\omega B_{2a}-12A_{2a})E_{1e} - (\omega B_{2a}-11A_{2a})E_{2e}))) \\
 & + (\dot{m}_{LcW} + U_s) (1/(11-12) ((12 d/b + \alpha E/(m_{scW}))(E_{1e}-1)/11 \\
 & - (11 d/b + \alpha E/(m_{scW}))(E_{2e}-1)/12) \\
 & - T_R/(bs)^2 (E_{bs}-1) + \alpha/(11-12) Z/N \\
 & ((12 d/b + \alpha E/(m_{scW}))E_{1e} - (11 d/b + \alpha E/(m_{scW}))E_{2e}) \\
 & + \alpha Z/N (T_R/bs (E_{bs}-1) + d/b)) \\
 & + \Delta Q_{sol} (t_e-t_a)
 \end{aligned}$$

Die Wärmemengen Q_{nutz} , Q_{ver} und Q_{aux} berechnen sich analog zu mit allgemeinen Formeln (17.41-43). Der Achsenabschnitt der Kurve ist in sehr guter Näherung gleich $\Delta Q_{sol} (t_e-t_a)$, d.h. die Terme der mit einem Punkt bezeichneten Zeilen addieren sich zu Null.

Falls $T_a = T_{kw} = T_{as}$ ist $Z = N$.

$$\begin{aligned}
 T_{sanf} = & (1/N) G_o \quad (17.50) \\
 & (c_1((11-12)A_{1e} + 12 A_{1a} E_{1e} - 11 A_{1a} E_{2e} - \omega B_{1a} E_{1e}) \\
 & + c_2((11-12)A_{2e} + 12 A_{2a} E_{1e} - 11 A_{2a} E_{2e} - \omega B_{2a} E_{2e})) \\
 & + (1/N) ((11-12) (T_R/bs(E_{bs}-1) + d/b) \\
 & + (\alpha E/m_s + 12 (d/b)E_{1e}) - (\alpha E/m_s + 11 (d/b)E_{2e})) \\
 T_{send} = & (T_{sanf} - T_R) E_{bs} + T_R
 \end{aligned}$$

Bereich konstanter Wärmelast:

$$\begin{aligned}
 Q_{sol} = & Q_{ww} + U_s G_o (c_1(-(B_{1e}-B_{1a})/\omega + \alpha Z/N A_{1e}) \quad (17.51) \\
 & - 1/(11-12) ((E_{1e}-1)(\omega B_{1a}-12A_{1a})/11-(E_{2e}-1)(\omega B_{1a}-11A_{1a})/12 \\
 & + \alpha Z/N ((\omega B_{1a}-12A_{1a})E_{1e} - (\omega B_{1a}-11A_{1a})E_{2e}))) \\
 & + c_2(-(B_{2e}-B_{2a})/\omega + \alpha Z/N A_{2e} \\
 & - 1/(11-12) ((E_{1e}-1)(\omega B_{2a}-12A_{2a})/11-(E_{2e}-1)(\omega B_{2a}-11A_{2a})/12 \\
 & + \alpha Z/N ((\omega B_{2a}-12A_{2a})E_{1e} - (\omega B_{2a}-11A_{2a})E_{2e}))) \\
 & + U_s (1/(11-12) ((12 d/b + \alpha E/(m_{scW}))(E_{1e}-1)/11 \\
 & - (11 d/b + \alpha E/(m_{scW}))(E_{2e}-1)/12) \\
 & - T_R/(bs)^2 (E_{bs}-1) + \alpha/(11-12) Z/N \\
 & ((12 d/b + \alpha E/(m_{scW}))E_{1e} - (11 d/b + \alpha E/(m_{scW}))E_{2e}) \\
 & + Z/N (T_R (E_{bs}-1)/bs + d/b)) \\
 & + (U_s(T_a-T_{as} - \dot{Q}_{SL} U_s/F_W U_L)/(1+U_s/F_W U_L)
 \end{aligned}$$

Die Temperaturen T_{sanf} und T_{send} errechnen sich mit den Formeln (17.50) und (17.46). Q_{aux} ist Null.

Verwendete Abkürzungen: siehe (1) (b)

17.4 Bestimmung von Systemkenngrößen aus Meßwerten

Es wird ausgegangen von der Differentialgleichung für das Modell ohne Kollektorstromkapazität (17.2 Punkt (3) Modus (III)).

Modus (III): Umwälzpumpe An ($\dot{m}_f > 0$), Speichertemperatur $T_s < T_{ww}$
(Solarwärmeerzeugung)

Gleichung für die Speichertemperatur:

$$T_s + \frac{\dot{m}_{LcW} + U_s + F_w U_L}{m_s c_w} T_s = \frac{F_w \eta_o}{m_s c_w} G + \frac{F_w U_L}{m_s c_w} T_a + \frac{U_s}{m_s c_w} T_{as} + \frac{\dot{m}_{LcW}}{m_s c_w} T_{kw}$$

Als bekannt vorausgesetzt werden die Wärmespeicherkapazität $m_s c_w$ und der thermische Verlustkoeffizient U_s des Wasserspeichers.

Mit dem Algorithmus nach House-Holder können aus den Meßwerten die Koeffizienten b , c und d der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$\dot{T} + b T = c G + d$$

Es gilt dann:

$$m_s c_w b = \dot{m}_{LcW} + U_s + F_w U_L$$

$$m_s c_w c = F_w \eta_o$$

$$m_s c_w d = \dot{m}_{LcW} T_{kw} + U_s T_{as} + F_w U_L T_a$$

Aus diesem linearen Gleichungssystem können die beiden Kenngrößen $F_w U_L$ und $F_w \eta_o$ bestimmt werden.

17.5 Beschreibung des Programmpakets ANASOL

Das in dieser Arbeit entwickelte Rechenprogramm ANASOL simuliert nach den dargelegten, physikalischen Ansätzen die auftretenden Betriebszustände einer gegebenen Solaranlage und berechnet die Systemtemperaturen (Kollektor, Speicher) und die umgesetzten Wärmemengen.

Alle Kenndaten und Angaben zur Simulation sind auf Dateien abgelegt. Beim Start des Programms werden sie dem Benutzer als Menues gezeigt. Er kann dann die Kennwerte ändern oder mit den vorgeschlagenen Werten rechnen. Eine zeitraubende wiederholte Eingabe von Daten bei jedem Programmstart entfällt.

Die Form des Ansatzes und die gewonnenen analytischen Lösungen bieten dabei die Möglichkeit mit abgestufter Genauigkeit zu rechnen. Es können alle Systemtemperaturen mit hoher Zeitauflösung (Minutenabstände) abgebildet werden, falls die Meteorologie in derselben Auflösung vorliegt. Der Zeitschritt der Rechnung entspricht dem Zeitschritt der Messungen. Darüberhinaus kann die im Ansatz geforderte Konstanz der Systemkenngrößen auf den jeweiligen Zeitschritt beschränkt bleiben. Damit läßt sich eine Einfallswinkelkorrektur für η_0 oder die Temperaturabhängigkeit des U_L -Werts des Kollektors oder von des Wärmetauschers in der Simulation berücksichtigen. Gleichermaßen kann in diesem Falle jedes beliebige Lastprofil modelliert werden. Die resultierenden Aussagen gewinnen dadurch an Genauigkeit.

Werden nicht so hohe Anforderungen an die Abbildung der Systemzustände gestellt oder liegen die Strahlungsdaten lediglich als Tagessummen vor, führt eine andere Vorgehensweise zu wesentlich kürzeren Rechenzeiten: Aus der Strahlungssumme wird im Programm eine Halbwelle einer Sinuskurve mit gleichem Integralwert und Tageslänge erzeugt und die analytischen Lösungen hierfür verwendet. In der Berechnung von Temperaturen und Wärmemengen müssen die Umschaltpunkte zwischen zwei Betriebszuständen festgestellt werden, und diese Zeitpunkte in die Lösungen im herrschenden Betriebsmodus eingesetzt werden. Die Menge der Umschaltpunkte ist beim glatten Verlauf des Sinus begrenzt und liegt bei 2 - 6 pro Tag.

Das Programmpaket wurde in der Sprache MODULA-2 geschrieben und auf einem 8-bit Mikrocomputer mit 64 K Kernspeicherplatz implementiert. Das Simulationsprogramm gestattet die Berechnung von Solarsystemen mit durchmischem Speicher mit oder ohne Kollektorwärmekapazität und für Anlagen mit linear geschichtetem Speicher und Kollektorwärmekapazität. Es können die Lösungen für konstante oder sinusförmige Einstrahlung verwendet werden.

Ferner können einzelne Tage mit vorgebarer Strahlung, Umgebungstemperatur, Zapfprofil und Anfangsbedingungen berechnet werden oder mehrere Tage (bis zu einem Jahr) entweder durch die Eingabe von Stundenwerten für die Meteorologiegrößen oder von Tagessummen bzw. Tagesmittelwerten. Die Daten werden von ASCII-Dateien eingelesen. Der verwendete Zeitschritt während der Simulation ist derzeit eine halbe Stunde, kann aber leicht verändert werden. Es werden Temperaturen (Speicher, Kollektor) und Wärmemengen (Solarwärme, Nutzwärme, Verlustwärme, Zusatzenergie) berechnet. Die Ergebnisse werden in einem am Institut verein-

barten Format auf Dateien abgespeichert, so daß sie ohne großen Aufwand graphisch am Bildschirm oder auf Papier dargestellt werden können.

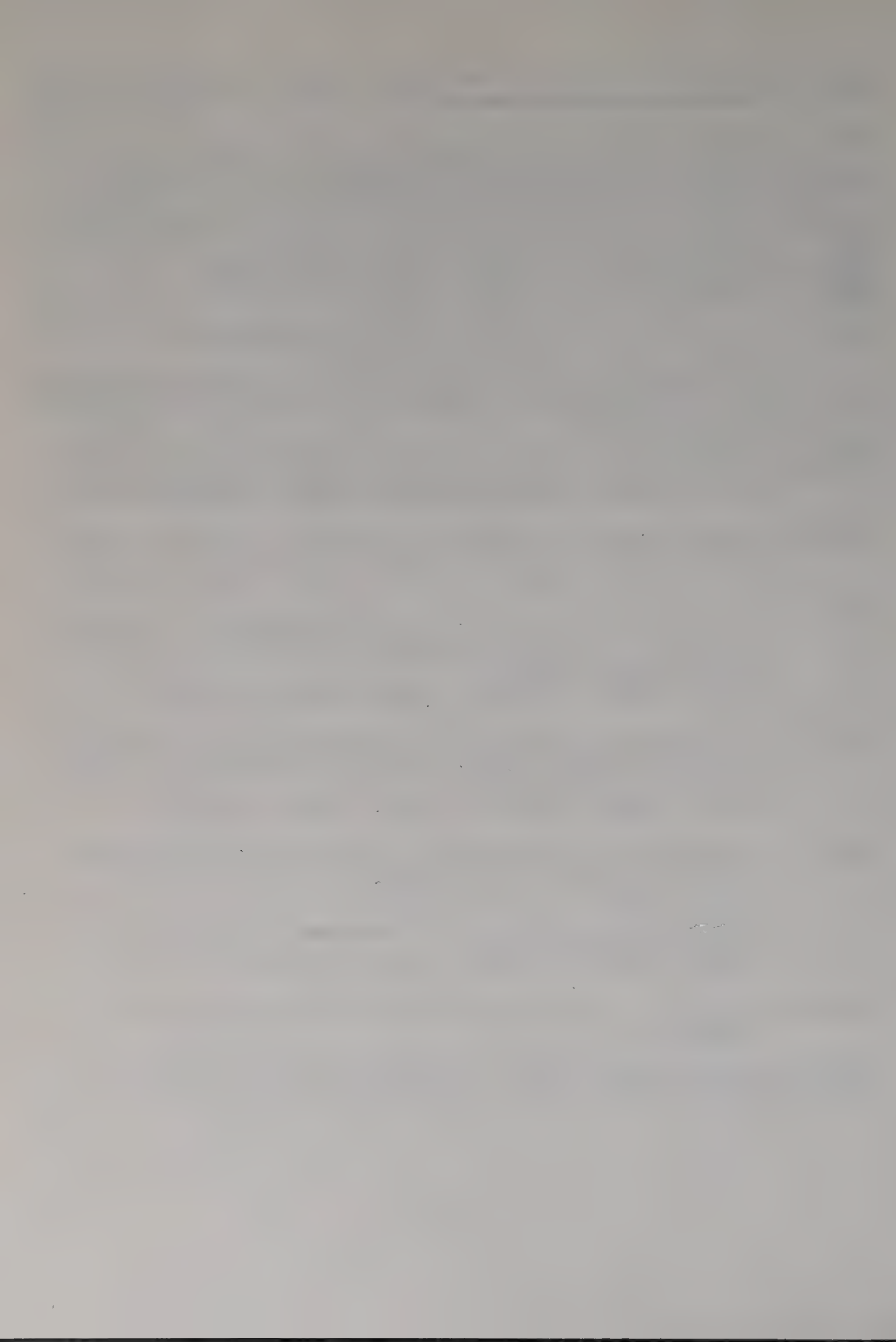
Ein direkter Vergleich zwischen Messwerten und berechneten Werten ist leicht möglich, da Messwertdateien im internen Format ebenfalls als Eingabedateien benutzt werden können. Die Wetterdaten und Anfangswerte der Temperaturen im System, eventuell auch die Durchflüsse im Solarkreis und die Zapfraten werden dann dieser Datei entnommen. Während der Simulation der Anlage werden gemessene und berechnete Werte auf eine einzige Datei abgespeichert, so daß Meß- und Rechenwerte miteinander graphisch dargestellt und leicht miteinander verglichen werden können. Der Zeittakt der Messung ist beliebig wählbar, da sich das Simulationsprogramm dem Meßtakt anpaßt.

Bei der Simulation der Thermosiphon-Anlage von Kapitel 4.2 betrug die Rechenzeit für einen Tag 10 Minuten. Der Zeitschritt von Messung und Rechnung war 2,5 Minuten. Die Meßwerte wurden von einer Festplatte eingelesen, und die Rechenergebnisse ebenfalls in Abständen von 2,5 Minuten auf die Festplatte geschrieben. Eine Jahresrechnung der Anlage mit Umwälzpumpe von Kapitel 4.1 mit Stundenwerten für die Eingangsgrößen und einem Zeitschritt von 30 Minuten dauert 50 Minuten.

Liste der Programme und Hilfsmodule:

- ANASOL** Hauptprogramm: System mit/ohne Kollektorwärmekapazität und mit durchmischtem Speicher
- ANTEMP1** Modul für die Berechnung der Speicher-, Kollektortemperaturen und Steuerung der Fluidumwälzung
- DATASTOR** Modul zum Einlesen der Kenndaten aus Menues und zum Abspeichern der Ergebnisse auf MLG-Dateien
- ANBUFF** MODUL zum Einlesen von Meßwerten aus MLG-Dateien
- MENBASE** Hilfsmodul für die Menueverwaltung
- MENNEU** Hilfsmodul für die Menueverwaltung
- ANASCH** Hauptprogramm: System mit Kollektorwärmekapazität und mit linear geschichtetem Speicher
Die Module ANTEMP2, DATASCHD, ANBUFF, MENBASE, MENNEU haben die gleichen Aufgaben wie die entsprechenden Module für das Programm ANASOL.
- ANAKENN** Hauptprogramm: Berechnung von stationären Systemkennlinien aus einer Folge von identischen Tagen (durchmischter Speicher); Module: ANTEMP1, DATASTOR, ANBUFF, MENBASE, MENNEU
- ANKENSCH** Hauptprogramm: Berechnung von stationären Systemkennlinien aus einer Folge von identischen Tagen (stratifizierter Speicher); Module: ANTEMP2, DATASCHD, ANBUFF, MENBASE, MENNEU
- ANQSOL** Hauptprogramm: Berechnung von Wärmemengen und Temperaturen aus geschlossenen Formeln; mögliche Variation von Systemparametern und Eingangsvariablen; instationärer Zustand; durchmischter Speicher;
Module: ANTEMP1, DATASTOR, ANBUFF, MENBASE, MENNEU
- ANASTEIG** Hauptprogramm: Berechnung von Wärmemengen und Temperaturen aus geschlossenen Formeln; mögliche Variation von Systemparametern und Eingangsvariablen; stationärer Zustand; linear geschichteter Speicher
Module: ANTEMP1, DATASTOR, ANBUFF, MENBASE, MENNEU
- EXTRACT** Hauptprogramm: Extraktion der benötigten Werte aus Meßwertdateien zur späteren Bestimmung von Systemkenngrößen;
Module: DATASTOR, MENBASE, MENNEU
- PARASOL** Hauptprogramm: Bestimmung der Systemkenngrößen aus aufbereiteten Meßwertdateien;
Module: HOUSHOLD, DATASTOR, MENBASE, MENNEU
- HOUSHOLD** Modul für die Ausgleichsrechnung nach dem House-Holder Algorithmus

Wegen des umfangreichen Inhalts, wurde hier darauf verzichtet, die Programmausdrücke und Hinweise zu ihrer Benutzung beizuheften.



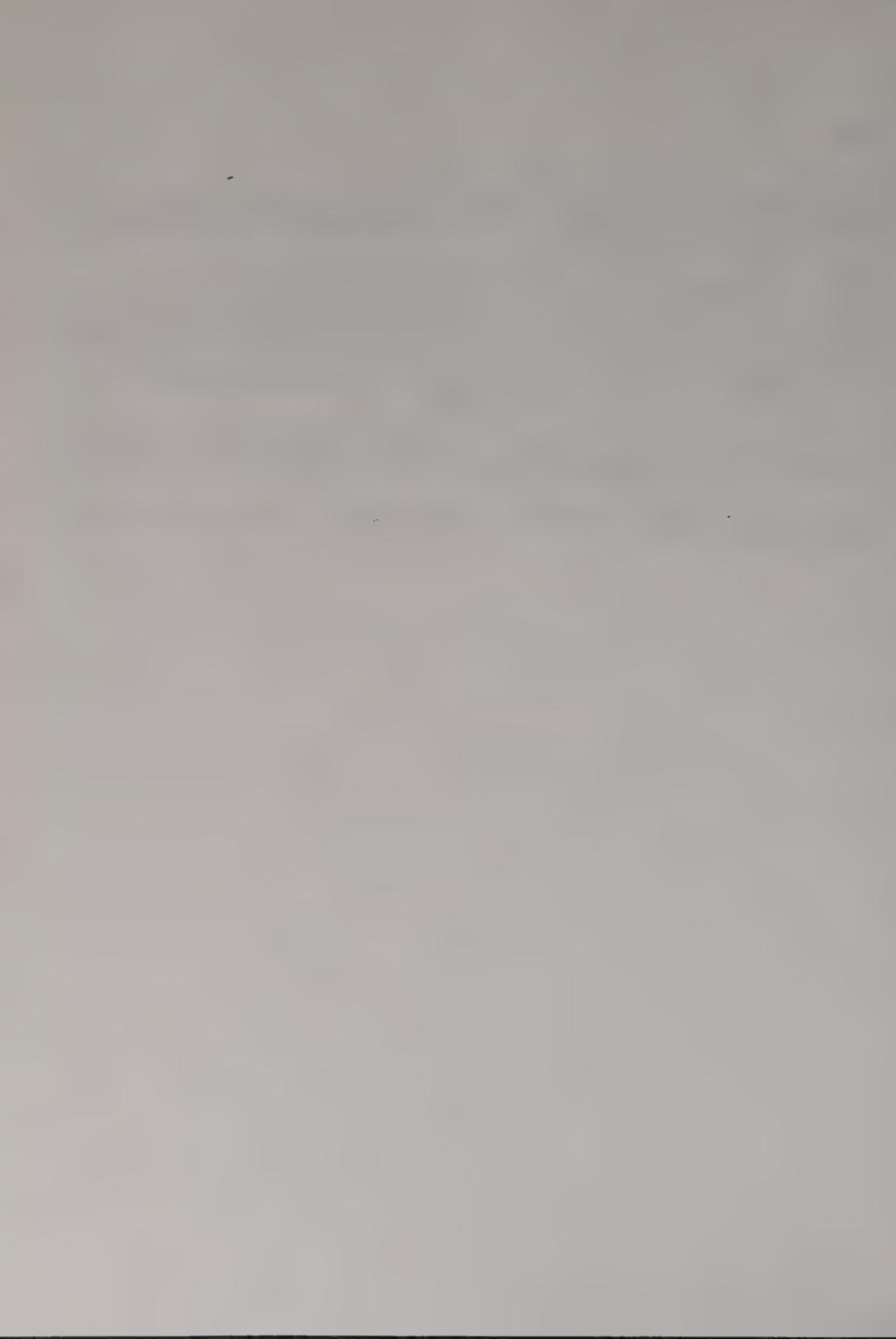
DANK

In besonderer Weise danke ich Herrn Prof. Dr. R. Sizmann für das ansprechende Thema und vor allem für die wohlwollende Betreuung und Unterstützung meiner Arbeit.

Allen gegenwärtigen und früheren Angehörigen des Instituts, die durch ihre Anregungen und Diskussionen zum Gelingen der Arbeit beitrugen, möchte ich an dieser Stelle danken. Die freundliche Atmosphäre im Hause war der Arbeit sehr förderlich. Insbesondere bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Phys. W. Schölkopf und Herrn H. Böck, die während meiner langen Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter ständige und verständnisvolle Arbeitskollegen waren.

Den Herren A. Höss und Dr. Kunz vom TÜV-Bayern, Herrn Dr. J. Stein von der KFA-Jülich und dem Deutschen Wetterdienst danke ich dafür, daß sie mir Meßdaten zur Verfügung stellten.

Zu guter Letzt danke ich meiner Freundin Helga, ohne die diese Arbeit nicht entstanden wäre.



LEBENS LAUF

1. Angaben zur Person:

Name: Reinhard Hallermayer
Geburtstag, -ort: 27. 11. 54, Ingolstadt
Eltern: Anton und Walburga Hallermayer

2. Angaben zur Ausbildung:

Schule: 1960 - 1964 Volksschule in Ingolstadt-Ringsee
1964 - 1973 Gymnasium in Ingolstadt
Abschluß: Abitur
Studium: 1973 - 1980 Studium der Physik und Mathematik an der
Ludwig-Maximilians-Universität München
1979 Diplom-Prüfung in Physik mit der Note sehr
gut bestanden
Thema der Diplom-Arbeit (Experimentalphysik):
Freie Konvektion in solaren Flachkollektoren
1980 Staatsexamen in Physik und Mathematik für das
höhere Lehramt an Gymnasien mit Auszeichnung
bestanden

3. Berufliche Tätigkeit:

1979 - 1986 als wissenschaftlicher Angestellter am
Lehrstuhl Sizmann der Universität München
mit der Nutzung solarer Strahlungsenergie
beschäftigt
seit 1987 bei der BMW AG, München, mit Informations-
verarbeitung für Entwicklungs- und Forschungs-
abteilungen beschäftigt
seit 1983 freie Mitarbeit bei "Jugend Forscht" als
Wissenschaftsjournalist

